

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- ☒ TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-315941
 (43)Date of publication of application : 02.12.1998

1)Int.CI.

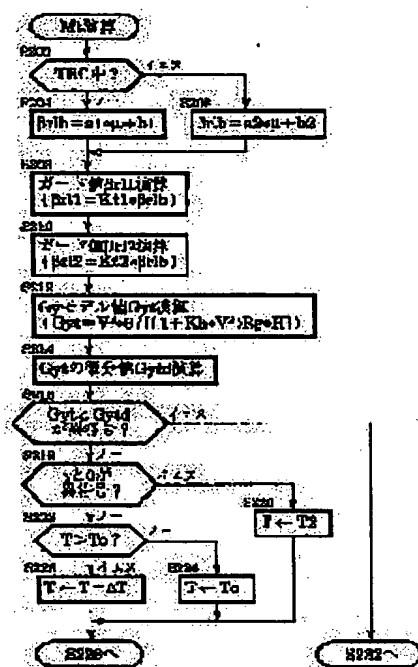
B60T 8/24
B60T 8/581)Application number : 09-139210
 2)Date of filing : 14.05.1997(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP
 (72)Inventor : FUKADA YOSHIKI

4) BEHAVIOR CONTROLLER OF VEHICLE

7)Abstract:

ROBLEM TO BE SOLVED: To moderately control a turning behavior of a vehicle in accordance with a driver's steering operation by changing the sponse property of the control in accordance with driver's steering ieration.

DLUTION: A model value Gyt of transverse acceleration of a vehicle and a differential value Gytd are calculated (steps 214, 216), a proportional term component β_{rt1} of a target slip angle of a rear wheel and a differential term component β_{rt2} are calculated based on the model value Gyt and the differential value Gytd (steps 228 to 234) to calculate the target slip angle of the rear wheel which is a target turn amount as the sum of the proportional term component β_{rt1} and the differential term component β_{rt2} (step 240). A time constant T is set to a large value when the vehicle is in countersteer condition to reduce the response property of the control (steps 218 to 230), and a time constant T is set to a small value when the vehicle is in a turn back steering condition to improve the response property of the control (steps 232, 234).



GAL STATUS

[Date of request for examination] 28.02.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted to registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

NOTICES *

pan Patent Office is not responsible for any
mages caused by the use of this translation.

This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

**** shows the word which can not be translated.

In the drawings, any words are not translated.

AIMS

laim(s)]

laim 1] The behavior control unit of the vehicle characterized by to have a means detect a counter steer state, and a means reduce the responsibility of the aforementioned control when a counter steer state is detected, in the behavior control unit of the vehicle which has a means calculate the amount of target revolution of a vehicle, and a means gives a yaw moment at least to a vehicle and control the revolution behavior of a vehicle so that the actual amount of revolution of a vehicle turns into the aforementioned amount of target revolution.

laim 2] The behavior control unit of the vehicle carry out having a means cut and detect a return steering state in the behavior control unit of the vehicle which has a means calculate the amount of a vehicle of target revolution, and a means give the yaw moment at least to a vehicle and control the revolution behavior of a vehicle so that the actual amount of revolution of a vehicle turns into the aforementioned amount of target revolution, and the means which raise the responsibility of the aforementioned control when it cuts and a return steering state is detected as the feature.

laim 3] The behavior control unit of the vehicle according to claim 1 or 2 characterized by the responsibility of the aforementioned control changing when the time constant of filtering to the aforementioned amount of target revolution changes.

laim 4] The behavior control unit of the vehicle according to claim 3 characterized by carrying out guard processing the aforementioned time constant when the aforementioned time constant is reduced.

ranslation done.]

NOTICES *

pan Patent Office is not responsible for any
mages caused by the use of this translation.

This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

**** shows the word which can not be translated.

In the drawings, any words are not translated.

STAILED DESCRIPTION

etailed Description of the Invention]

01]

the technical field to which invention belongs] this invention relates to the behavior control unit which suppresses and reduces the good better shell colander behavior like drift out or spin at the time of revolution of vehicles, such as an automobile.

02]

escription of the Prior Art] As one of the equipment which controls the behavior at the time of revolution of vehicles, such as an automobile For example, it is slip-angle betar of a rear wheel as indicated by JP,9-99826,A concerning application of an applicant's for this patent point. The means to search for, Physical quantity betad corresponding to slip-angle speed betard of a rear wheel The means to search for, A means to calculate target slip-angle betart of the rear wheel which becomes settled by the revolution degree which an operator wishes, A braking means to give damping force to each ring, and slip-angle betar And physical quantity betad It is based and is slip-angle betar of a rear wheel. The target yaw moment Mt for being referred to as target slip-angle betart A means to calculate, Target yaw moment Mt The behavior control unit which has the control means which respond and control a braking means is known conventionally.

03] According to this behavior control unit, target slip-angle betart of the rear wheel which becomes settled by the revolution degree which an operator wishes is calculated. Target yaw moment Mt Slip-angle betar of a rear wheel And physical quantity betad corresponding to slip-angle speed betard of a rear wheel It is based and is slip-angle betar of a rear wheel. It calculates as a PD controlled variable of the yaw moment for being referred to as target slip-angle betart. Since the damping force of each ring is controlled so that the yaw moment which makes the slip angle of a rear wheel a target slip angle is given to a vehicle Not to mention the situation which spin or drift out generates independently, these can control the revolution behavior of a vehicle appropriately also in the situation generated simultaneously.

04] For example, when a vehicle is in a drift out state, it is slip-angle betar of a rear wheel. Physical quantity betad responding to slip-angle speed betard of a rear wheel when it becomes small and a drift out state increases rather than target slip-angle betart It becomes a negative value. Since the yaw moment given to a vehicle in this situation turns into the yaw moment of the direction which assists revolution of a vehicle, a drift out state can be suppressed certainly.

05] Moreover, when a vehicle is in a spin state, it is slip-angle betar of a rear wheel. When it becomes large and a spin state increases rather than target slip-angle betart, it is physical quantity betad. It becomes a positive value. Since the yaw moment given to a vehicle in this situation turns into the yaw moment (anti spin moment) of a direction opposite to the direction which assists revolution of a vehicle, a spin state can be suppressed effectively.

06] Furthermore, when a vehicle is in a spin state and it is in a drift out state, and the direction of the yaw moment given to a vehicle according to whether which grade of those states is large is controlled suitably and the grade of two states interchanges mutually during revolution of a vehicle, it is suitably controlled so that the direction of the yaw moment becomes reverse according to the change. Therefore, even if a spin state and a drift out state occur simultaneously, the revolution behavior of a vehicle is controllable to become stable certainly.

07]

roblem(s) to be Solved by the Invention] In the behavior control unit concerning the proposal of the above-mentioned invention, although the responsibility of control changes according to the run state of a vehicle, the responsibility of control does not come to change according to steering operation of an operator, therefore there is fault that control of revolution behavior cannot be accurately performed according to steering operation of an operator.

08] this invention is made in view of the fault like **** in the conventional behavior control unit concerning a previous proposal, and the main technical problems of this invention are performing control of revolution behavior accurately according to steering operation of an operator by changing the responsibility of control to a vehicle in the

avior control unit of the vehicle which gives the yaw moment at least according to steering operation of an operator that the actual amount of revolution of a vehicle may turn into the amount of target revolution.

009]

[means for Solving the Problem] A means to calculate the amount of target revolution of a vehicle according to this invention in the main technical problems like ****, A means to detect a counter steer state in the behavior control unit of the vehicle which has a means to give the yaw moment at least to a vehicle and to control the revolution behavior of a vehicle so that the actual amount of revolution of a vehicle turns into the aforementioned amount of target revolution, A means to calculate the amount of target revolution of the behavior control unit (composition of a claim 1) of the vehicle characterized by having a means to reduce the responsibility of the aforementioned control, or a vehicle when the counter steer state is detected, A means to cut and to detect a return steering state in the behavior control unit of the vehicle which has a means to give the yaw moment at least to a vehicle and to control the revolution behavior of a vehicle so that the actual amount of revolution of a vehicle turns into the aforementioned amount of target revolution, It attained by the behavior control unit (composition of a claim 2) of the vehicle characterized by having the means which raises the responsibility of the aforementioned control, when it cuts and the return steering state is detected.

010] Although it returns calmly and may generally steer if an operator may get confused mentally and may do a counter steer when the revolution behavior of a vehicle gets worse, a counter steer is cut to having a bad influence on behavior control, and return steering contributes to stabilization of revolution behavior.

011] Since according to the composition of a claim 1 the responsibility of behavior control falls when a counter steer state has steering operation of an operator, it is hard coming to reflect the influence of unsuitable steering operation of operator in behavior control.

012] Moreover, since the responsibility of behavior control improves when according to the composition of a claim 2 steering operation of an operator cuts and it is in a return steering state, it becomes easy to reflect the influence of suitable steering operation of an operator in behavior control.

013] Moreover, according to this invention, it is constituted so that the responsibility of the aforementioned control may change in a claim 1 or the composition of 2 that main above-mentioned technical problems should be attained effectively, when the time constant of filtering to the aforementioned amount of target revolution changes (composition of a claim 2). According to this composition, change of the responsibility of behavior control according to steering operation of an operator is performed certainly and simply.

014] Moreover, according to this invention, that main above-mentioned technical problems should be attained effectively, when the aforementioned time constant is reduced in the composition of a claim 3, it is constituted so that guard processing of the aforementioned time constant may be carried out (composition of a claim 4). According to this composition, since guard processing of the time constant is carried out at the time of the reduction, it is hard coming to reflect the influence of unsuitable steering operation of the operator after a counter steer in behavior control.

015]

[the desirable mode of a technical-problem solution means] According to one desirable mode of this invention, in the composition of a claim 1, a means to detect a counter steer state has a means to detect the yaw rate gamma of the body, and a means to detect the steering angle theta, and it is constituted so that it may detect whether it is in a counter steer state by whether the yaw rate gamma and the steering angle theta are different signs mutually (desirable mode 1).

016] Moreover, lateral acceleration Gy of the vehicle in which the revolution degree which the amount of target revolution is target slip-angle betart of a rear wheel, and an operator wishes in this invention is shown Supposing a model value is Gyt, target slip-angle betart is proportional to the model value Gyt as [several 1] follows. Moreover, since T is made into a time constant and the model value Gyt is expressed by making s into the Laplacian operator as [several 2] follows, it is proportional component betart1 about target slip-angle betart of a rear wheel. And differential term component betart2 It can express as the sum.

017]

[equation 1] betart**Gyt -- [Equation 2]

$$\text{betart} = [(1+T*s)/(1+T*s)]Gyt = [1/(1+T*s)]Gyt + [T*s/(1+T*s)]Gyt = [1/(1+T*s)](Gyt + T*s*Gyt)$$

018] Therefore, according to one desirable mode besides this invention, it sets in a claim 1 or which composition of 3. the amount of target revolution is the lateral acceleration Gy of the vehicle in which the revolution degree which is target slip-angle betart of a rear wheel, and an operator wishes is shown. The model value Gyt calculates based on a steering angle at least. It is based on the model value Gyt and is proportional component betart1 of the target slip angle of a rear wheel. And differential term component betart2 It calculates and is proportional component betart1. And differential term component betart2 Target slip-angle betart of a rear wheel calculates as the sum (desirable mode 2).

019] according to other one desirable mode of this invention -- the above -- the composition of the desirable mode 2 -- setting -- the model value Gyt and its differential value Gytd It is constituted so that it may be detected whether it cuts

whether it is a different sign mutually, and is in a return steering state (desirable mode 3).

020] according to other one desirable mode of this invention -- the above -- the composition of the desirable mode 2 --
ting -- the coefficient of friction mu of a road surface -- being based -- marginal slip-angle betarlb of a rear wheel it
culates -- having -- marginal slip-angle betarlb being based -- proportional component betart1 of the target slip angle
a rear wheel And differential term component betart2 Receiving guard value betarl1 and betarl2 It calculates
esirable mode 4).

021] In the composition of the desirable mode 2 according to other one desirable mode of this invention -- the above -
behavior control unit Slip-angle betar of a rear wheel Physical quantity betad corresponding to the means to search
and slip-angle speed betard of a rear wheel The means to search for, A braking means to give damping force to each
g, and slip-angle betar And physical quantity betad It is based and is slip-angle betar of a rear wheel. The target yaw
moment Mt for being referred to as target slip-angle betart A means to calculate, Target yaw moment Mt It is
nstituted so that it may have the control means which respond and control a braking means (desirable mode 5).

022] according to other one desirable mode of this invention -- the above, so that a means to detect the unstable
gree of the revolution behavior of a vehicle, and an unstable degree are high in the composition of the desirable mode
- the target yaw moment Mt It is constituted so that it may have the means to enlarge (desirable mode 6). According
this composition, the yaw moment given to a vehicle becomes large, so that the unstable degree of the revolution
havior of a vehicle is high, and thereby, when the unstable degree of revolution behavior is high, the revolution
havior of a vehicle is stabilized certainly.

023] according to other one desirable mode of this invention -- the above -- in the desirable mode 5 or the composition
6 with a means to ask for the slowdown degree Gxt which an operator wishes It is target addition deceleration so that
nay become so small that the slowdown degree Gxt is high. Having a means to calculate dGxt, control means are the
get yaw moment Mt. Target addition deceleration It is constituted so that a braking means may be controlled
cording to the sum with dGxt (desirable mode 7). When the slowdown degree which an operator wishes is high,
aining slowing down [which an operator wishes] according to this composition, aggravation of the behavior
sulting from the damping force of each ring becoming superfluous and the lateral force of a wheel declining is
evented.

024] In the composition of the desirable mode 6 according to other one desirable mode of this invention -- the above -
means to detect the unstable degree of the revolution behavior of a vehicle detects the amount of spin states of a
hicle at least as an unstable degree. Detection of the amount of spin states is minimum value betas of the slip angle of
e body [near / whose slip angle of the body presumed by the alignment theory of a vehicle is zero / the position]. It is
nstituted so that it may be carried out by being based (desirable mode 8). As compared with the case where the
ount of spin states is detected, for example based on the slip angle of the body in the center of gravity of a vehicle
cording to this composition, the unstable degree of the revolution behavior of a vehicle is called for correctly, and,
ereby, it is the target yaw moment Mt. It calculates correctly.

025] In the composition of the desirable mode 6 according to other one desirable mode of this invention -- the above -
t has a means to ask for the deflection of the real yaw rate of the body, and the criteria yaw rate of the body. A means
detect the unstable degree of the revolution behavior of a vehicle detects the amount of spin states of a vehicle at least
an unstable degree. Target yaw moment Mt Slip-angle betar And physical quantity betad The first based component
1 The second component M2 based on the deflection of a yaw rate It is linear combination. Target yaw moment Mt A
eans to calculate is constituted by the low so that the amount of spin states may enlarge weight of the second
ponent (desirable mode 9).

026] According to this composition, since weight of the second component is enlarged, the amount of spin states a
w When a spin degree is high, the weight of the first component becomes high relatively and spin is suppressed
fectively. Conversely, weight of the second component which can control drift out effectively while the weight of the
st component which is easy to be influenced of the presumed error of the slip angle of a rear wheel is reduced
atively, when the degree of drift out is high is relatively made high. When a vehicle changes to a spin state from a
ift out state by this, or when [this] reverse, control of the revolution behavior of a vehicle is performed smoothly.

027] according to other one desirable mode of this invention -- the above -- the composition of the desirable mode 5 --
ting -- slip-angle betar of a rear wheel time linear combination with the differential value betard is larger than target
p-angle betart of a rear wheel -- slip-angle betar of a rear wheel The target yaw moment Mt based on deflection with
get slip-angle betart An operation coefficient is set up greatly (desirable mode 10). According to this composition,
hen the slip angle of a rear wheel exceeds the threshold value, a possibility that the behavior of a vehicle may become
stable rapidly is reduced.

028] according to other one desirable mode of this invention -- the above -- at least a means to detect the unstable
gree of the revolution behavior of a vehicle, in the composition of the desirable mode 6 with the amount of spin states

the vehicle based on slip-angle beta of the body. The drift quantity of state based on the deflection of the criteria yaw of a vehicle and a real yaw rate is detected, and it is constituted so that it may ask for the unstable degree of revolution behavior as the sum of these quantity of states, or a value with these larger quantity of states (desirable mode).

[29] Moreover, it is target addition deceleration, so that a means to detect the unstable degree of the revolution behavior of a vehicle, and an unstable degree are high in the composition of a claim 7 according to other one desirable mode of this invention. It is constituted so that it may have the means which enlarges dGxt (desirable mode 12). According to this composition, the slowdown degree of a vehicle becomes large, and when the unstable degree of revolution behavior is high, thereby, the revolution behavior of a vehicle is stabilized further much more certainly, so that the unstable degree of the revolution behavior of a vehicle is high.

[30] [embodiments of the Invention] this invention is explained in detail about an operation gestalt, referring to drawing of pending in the following.

[31] Drawing 1 is the outline block diagram showing the hydraulic circuit and electric controller of one operation gestalt of a behavior control unit by this invention.

[32] The damping device 10 has the master cylinder 14 which answers treading-in operation of the brake pedal 12 by operator, and feeds brake oil from the first and the second port, and the hydro booster 16 which boosts brake oil to high pressure (regulator ***) corresponding to the oil pressure force in a master cylinder in drawing 1. The brake oil pressure control for front wheels in the first port of a master cylinder 14 -- it connects with the BUKI hydraulic controls 20 and 22 for right-and-left front wheels with a conduit 18 -- having -- the second port -- on the way -- the brake oil pressure control for rear wheels which is alike and has the proportional-spacing bulb 24 -- the conduit 26 connects with electromagnetic control valve 28 of the 3 port 2 position change type for right-and-left rear wheels. The control valve is connected to the brake hydraulic control 32 of left rear rotational application, and the brake hydraulic control 34 of right rear rotational application by the conduit 30.

[33] moreover, the brake oil in which the damping device 10 was ****(ed) by the reservoir 36 -- pumping up -- as high-pressure oil -- high pressure -- it has the oil pump 40 supplied to a conduit 38 high pressure -- a conduit 38 is connected to the change-over valve 42 for front wheels, and the change-over valve 44 for rear wheels while connecting with the hydro booster 16 -- having -- *** -- high pressure -- a conduit 38 -- on the way -- being alike -- the accumulator 46 which accumulates the high-pressure oil breathed out from an oil pump 40 as accumulator ** is connected. Change-over valves 42 and 44 are also electromagnetic 3 port 2 position change type change-over valves like illustration.

[34] Wheel-cylinder 48floor line and 48FR(s) which control the damping force to the wheel to which the brake hydraulic controls 20 and 22 for right-and-left front wheels correspond, respectively, Electromagnetic 3 port 2 position change type control valve 50floor line and 50FR(s), the low voltage as a return path connected to the reservoir 36 -- between a conduit 52 and the regurgitation port of the hydro booster 16 connected regulator ***** -- a conduit 53 -- on the way -- it has electromagnetic normally open type opening-and-closing valve 54floor line boiled and prepared, 54FR, electromagnetic normally closed type opening-and-closing valve 56floor line, and 56FR(s) respectively -- regulator *** between opening-and-closing valve 54floor line, 54FR, and opening-and-closing valve 56floor line and 56FR -- conduit 53 -- connection -- a conduit -- 58floor line and 58FR connect with control valve 50floor line and 50FR.

[35] the brake hydraulic controls 32 and 34 for right-and-left rear wheels -- a control valve 28 and low voltage -- between conduits 52 -- a conduit 30 -- on the way -- the electromagnetic normally open type opening-and-closing valve boiled and prepared -- with RL, 60RR and electromagnetic normally closed type opening-and-closing valve 62RL, 162RR. Wheel-cylinder 64RL which controls the damping force to the wheel which corresponds, respectively, 64RR -- having -- wheel-cylinder 64RL and 64RR -- respectively -- connection -- a conduit -- 66RL and 66RR -- the opening-and-closing valve 60 -- it connects with the conduit 30 between RL, 60RR, and opening-and-closing valve RL and 62RR.

[36] the brake oil pressure control for front wheels in control valve 50floor line and respectively 50FR(s) -- a conduit , wheel-cylinder 48floor line, and 48FR(s) -- free passage connection -- carrying out -- and wheel-cylinder 48floor line and 48FR(s), and connection -- a conduit -- with the first position of the illustration which intercepts a free passage through 58floor line and 58FR(s) a brake oil pressure control -- a free passage with a conduit 18, wheel-cylinder 48floor line, and 48FR(s) -- intercepting -- and wheel-cylinder 48floor line and 48FR(s), and connection -- a conduit -- it changes to the second position which makes free passage connection of 58floor line and the 58FR(s).

[37] The conduit 68 is connected. regulator ***** -- regulator ***** for right-and-left rear wheels in between a conduit 53 and the control valves 28 for right-and-left rear wheels -- the brake oil pressure control respectively for rear wheels in a control valve 28 -- a conduit 26, and opening-and-closing valve 60RL and 60RR -- free passage connection --

arrying out -- and opening-and-closing valve 60RL, and 60RR and regulator ***** -- with the first position of the illustration which intercepts a free passage with a conduit 68 a brake oil pressure control -- a free passage with a conduit , and opening-and-closing valve 60RL and 60RR -- intercepting -- and opening-and-closing valve 60RL, and 60RR 1 regulator ***** -- it changes to the second position which makes free passage connection of the conduit 68)38] Control valve 50floor line, 50FR, and 28 function as master cylinder *****. By making free passage injection of wheel-cylinder 48floor line, 48FR, 64RL, and the 64RR with conduits 18 and 26, when these control valves are in the first position of illustration, and supplying master cylinder ** to each wheel cylinder The damping force of each ring is controlled according to the amount of treading in of the brake pedal 12 by the operator, and when control valve 50floor line, 50FR, and 28 are in the second position, each wheel cylinder is intercepted from master cylinder **.

)39] Change-over valves 42 and 44 Moreover, wheel-cylinder 48floor line, 48FR, 64RL, The function which switches oil pressure supplied to 64RR(s) between accumulator ** and regulator ** is achieved. Control valve 50floor line, 50FR, and 28 are switched to the second position. And opening-and-closing valve 54floor line, When change-over valves 42 and 44 are maintained in the first position of illustration in the state where 54FR(s), 60RL, 60RR and opening-and-closing valve 56floor line, 56FR, 62RL, and 62RR are in the position of illustration The pressure in each wheel cylinder is controlled by regulator ** by supplying regulator ** to wheel-cylinder 48floor line, 48FR, 64RL, and 64RR. Thereby with respect to the amount of treading in of a brake pedal 12, and the braking pressure of other wheels, the braking pressure of the wheel is controlled in the boost mode by regulator ** that there is nothing.

)40] When the pressure in a wheel cylinder is higher than regulator **, the oil in a wheel cylinder flows backwards, even if ***** is switched and set as the boost mode by regulator **, although the control mode is boost mode, usual braking pressure falls.

)41] Control valve 50floor line, 50FR, and 28 are switched to the second position. Moreover, and opening-and-closing valve 54floor line, If change-over valves 42 and 44 are switched to the second position in the state where 54FR , 60RL, 60RR and opening-and-closing valve 56floor line, 56FR, 62RL, and 62RR are in the position of illustration It controlled by accumulator ** with the pressure higher than regulator ** in each wheel cylinder by supplying accumulator ** to wheel-cylinder 48floor line, 48FR, 64RL, and 64RR. Thereby with respect to the amount of treading of a brake pedal 12, and the braking pressure of other wheels, the braking pressure of the wheel is controlled in the boost mode by accumulator ** that there is nothing.

)42] Control valve 50floor line, 50FR, and where 28 is switched to the second position, furthermore, opening-and-closing valve 54floor line, If 54FR(s), 60RL, and 60RR are switched to the second position and opening-and-closing valve 56floor line, 56FR, 62RL, and 62RR are controlled by the state of illustration The pressure in each wheel cylinder held irrespective of the position of change-over valves 42 and 44. If opening-and-closing valve 54floor line, 54FR, 54RL, 60RR and opening-and-closing valve 56floor line, 56FR, 62RL, and 62RR are switched to the second position where 28 is switched to the second position, control valve 50floor line, 50FR, and Irrespective of the position of change-over valves 42 and 44, the pressure in each wheel cylinder is decompressed and, thereby, the braking pressure of the wheel is controlled in reduced pressure mode with respect to the amount of treading in of a brake pedal 12, and the braking pressure of other wheels that there is nothing.

)43] It is controlled by the electric controller 70 to explain in detail after change-over valves 42 and 44, control valve floor line, 50FR, 28, opening-and-closing valve 54floor line, 54FR, 60RL, 60RR and opening-and-closing valve floor line, 56FR, 62RL, 62RR, and **. An electric controller 70 may be the thing of general composition of that have central-process unit (CPU), a read-only memory (ROM), a RAM (RAM), and input/output port equipment although it consists of a microcomputer 72 and a drive circuit 74 and the microcomputer 72 is not shown in drawing 1 in detail, and these were mutually connected by the common bus of bidirection.

)44] The signal which shows the vehicle speed V to the input/output port equipment of a microcomputer 72 from the vehicle speed sensor 76, It is the lateral acceleration Gy of the body from the lateral acceleration sensor 78 substantially timed in the center of gravity of the body. The shown signal, The signal which shows the yaw rate gamma of the body from the yaw rate sensor 80, the signal which shows the steering angle theta from the steering angle sensor 82, It is the dy order acceleration Gx from the acceleration sensor 84 before and after preparing in the center of gravity of the vehicle substantially. The shown signal, The signal which shows the wheel speed (peripheral speed) Vwi (i=fl, fr, rl, rr) of right-and-left front wheel and a right-and-left rear wheel from wheel speed sensor 86floor-line-86RR, respectively is outputted. In addition, the lateral acceleration sensor 78 and yaw rate-sensor 80 grade make the anticlockwise rotation detection of a vehicle positive, lateral acceleration etc. is detected, and the order acceleration sensor 84 detects order acceleration by making the acceleration direction of a vehicle positive.

)45] Moreover, ROM of a microcomputer 72 has memorized various flows of control and maps like the aforementioned, calculates the target damping force of each wheel for stabilizing the revolution behavior of a vehicle, and

ntrols the damping force of each wheel based on the result of an operation while CPU performs various operations d judges the revolution behavior of a vehicle like the after-mentioned based on the parameter detected by above-mentioned various sensors.

046] In addition, it is the braking oil pressure Pb from the pressure sensor which detects the pressure in the control-command signal of traction control, the signal which shows the throttle opening phi from the sensor which detects the throttle opening of an engine, and a master cylinder 14 from traction control (TRC) equipment to a microcomputer 72 though not shown in drawing 1 . The shown signal is inputted and an electric controller 70 controls the damping force a rear wheel if needed based on the command signal from a traction control apparatus.

047] Next, the outline of behavior control of a vehicle is explained with reference to the general flow chart shown in drawing 2 . In addition, closing of the ignition switch which is not shown in drawing begins, and control by the flow chart shown in drawing 2 is repeatedly performed for every predetermined time.

048] Read in, such as a signal which shows the vehicle speed V first detected by the vehicle speed sensor 76 in Step , is performed. It sets to Step 100 and is lateral acceleration Gy. As deflection Gy-V*gamma with product V*gamma the vehicle speed V and the yaw rate gamma, deflection of lateral acceleration, That is, when the sideslipping celeration Vyd of a vehicle calculates and the deflection Vyd of this lateral acceleration finds the integral, it is the leslapping speed Vy of the body. It calculates. sideslipping speed Vy of the body to the body order speed Vx (= hicle speed V) Ratio Vy / Vx ***** -- slip-angle beta of the body in the center of gravity of a vehicle calculates oreover, according to following several 3, the presumed operation of the coefficient of friction mu of the road surface a wheel is carried out by making g into gravitational acceleration. In addition, slip-angle [of the body] beta and the leslapping acceleration Vyd of a vehicle may be measured value.

quation 3] $\mu = (G_x 2 + G_y 2)^{1/2} / g$ [0049] The drift value DV which shows the degree of the spin value SV which ows the degree of the spin of a vehicle according to the flow chart shown in drawing 3 like the after-mentioned in ep 150, and the drift out of a vehicle calculates, and it is based on these, and is the spin controlled variable Cs, spectively. And drift controlled variable Cd It calculates and is the total controlled variable Ct as the sum of these ntrolled variables. It calculates.

050] The flow chart shown in drawing 4 and drawing 5 in Step 200 is followed, and it is the target yaw moment ntrolled variable Mt. It calculates. The flow chart shown in drawing 6 in Step 250 is followed, and it is target addition celeration. dGxt calculates. The flow chart shown in drawing 7 in Step 300 is followed, and it is the target yaw moment controlled variable Mt. And target addition deceleration It is based on dGxt and is target slip ratio Rsti of each g. It calculates. It is chosen, the criteria ring, i.e., the non-controlling ring, for controlling the damping force of each g according to the flow chart shown in drawing 8 in Step 350.

051] It sets to Step 400 and is Vb. Following several 4 is followed as wheel speed of the criteria ring chosen in Step 0, and it is the target wheel speed Vwti of each ring. It calculates.

quation 4] $V_{wti} = V_b * (1 - R_{sti})$

052] In Step 450, the duty ratio Dri of each ring calculates according to following several 5. In addition, it sets to llowing several 5 and is Kp. And Kd It is the proportionality constant of the proportional in wheel speed feedback ntrol, and a differential term.

quation 5] $Dri = K_p * (V_{wi} - V_{wti}) + K_d * d(V_{wi} - V_{wti})/dt$ [0053] While the control valve is switched and set as the cond position by outputting a control signal to change-over valves 42 and 44 and a control valve 28, 50floor line, and 4FR in Step 500 By similarly outputting the control signal corresponding to a duty ratio Dri to the opening-and-closing lve of each ring, the feeding and discarding of wheel-cylinder 48floor line, 48FR, 66RL, and accumulator ** to 66RR e controlled, and, thereby, the braking pressure of each ring is controlled.

054] In this case, by switching and setting the opening-and-closing valve of an upstream as the second position, and lding the opening-and-closing valve of a downstream in the first position, when a duty ratio Dri is a value between a gative reference value and a positive reference value When the pressure in a corresponding wheel cylinder is held and is controlled by the position where the opening-and-closing valve of an upstream and a downstream was shown in awing 1 when a duty ratio was beyond a positive reference value It boosts the pressure in this wheel cylinder by pplying accumulator ** to a corresponding wheel cylinder. the brake oil in the wheel cylinder which corresponds by tching and setting the opening-and-closing valve of an upstream and a downstream as the second position when a ty ratio is below a negative reference value -- low voltage -- it is discharged to a conduit 52 and, thereby, the pressure this wheel cylinder is decompressed [0055] Next, the flow chart shown in drawing 3 is referred to, and they are the in value SV, the drift value DV, and the total controlled variable Ct. An operation routine is explained.

056] In Step 152, make M into the mass of a vehicle first, and H is used as a wheel base as shown in drawing 17 . Lf nd Lr It is the center of gravity Pg of a vehicle, respectively. It considers as the distance between the front-wheel axle 10 of a vehicle, and the rear wheel axle 102, and is Cr. As a cornering power of a rear wheel position Po where the slip

gle of the body becomes 0 in the alignment theory up to -- the center of gravity Pg of a vehicle from -- the distance Zp
vehicle back is positive) of a cross direction calculates according to following several 6
quation 6] $Z_p = L_r * \{1 - (21/2 M * L_f * V^2) / (H * L_r * C_r)\}$

)57] Step 154 -- setting -- position Po The center of gravity Pg of the vehicle to the position where the slip angle of
body becomes the minimum value within the limits of $L_p/2$ (constant positive in L_p) from -- the distance alpha of a
oss direction calculates according to following several 7

quation 7] $\text{Alpha} = Z_p + L_p * \theta [(-V * \beta/\gamma - Z_p) / L_p] / 2$ [0058] In addition, in the graph shown in drawing 9 ,
, the rectangular coordinates which set a horizontal axis as $-V * \beta/\gamma$ and set a vertical axis as alpha, an
lination extends along with the straight line which is 1 through a zero, and a straight-line-like ramp may calculate
stance alpha from the map corresponding to the graph an upper limit and whose minimum are $Z_p + L_p / 2$, and $Z_p - L_p /$
respectively.

)59] Following several 8 is followed in Step 156, and it is the center of gravity Pg of a vehicle. Slip-angle betas of the
dy in the position of Distance alpha It calculates.

quation 8] $\beta_{\text{tas}} = \beta + \alpha * \gamma / V$ [0060] Slip-angle betas of the body calculated in the above-mentioned step
6 in Step 158 It reaches, is based on the sideslipping acceleration $V_y d$ of a vehicle, and is K_s . According to following
veral 9, the spin value simian virus calculates as a positive constant.

quation 9] $SV = \beta + K_s * V_y d$ [0061] In addition, these may be measured value although slip-angle [of the body in
center of gravity of the vehicle with which a-eight number and the operation of several 9 are presented,
pectively] beta, and the sideslipping acceleration $V_y d$ of a vehicle may be the values calculated in the above-
tioned step 50.

)62] It sets to Step 160 and is K_h . It considers as a stability factor and is R_g . It considers as a steering gear ratio,
lowing several 10 is followed, and it is target yaw rate γ_{mac} . While calculating, T is made into a time constant and
lowing several 11 is followed by making s into the Laplacian operator, and it is criteria yaw rate γ_{mat} . It
calculates.

)63]

quation 10] $\gamma_{\text{mac}} = V * \theta / (1 + K_h * V^2) * H / R_g$ -- [Equation 11] $\gamma_{\text{mat}} = \gamma_{\text{mac}} / (1 + T * s)$

)64] In Step 162, the drift value DV calculates according to following several 12 or several 13.

)65]

quation 12] $DV = H * (1 + K_h * V^2) * (\gamma_{\text{mat}} - \gamma_{\text{mac}}) / V$ [0066] In
dition, the drift value DV is slip-angle betaf of a front wheel. Although it may be set up, it is criteria yaw rate
 γ_{mat} . Since it calculates according to several 10 and several 11 so that it may not deviate as much as possible from
real yaw rate gamma, drift value is slip-angle betaf of a front wheel. Unnecessary braking control can be reduced as
mpared with the case where it is set up.

)67] It is the spin controlled variable C_s from the map corresponding to the graph shown in drawing 10 based on the
solute value of the spin value simian virus in Step 164. It calculates. It is the drift controlled variable C_d from the map
responding to the graph similarly shown in drawing 11 based on the absolute value of the drift value DV in Step 166.
calculates. It sets to Step 168 and is the spin controlled variable C_s . Drift controlled variable C_d It is the total
ntrolled variable C_t as the sum. It calculates.

)68] In addition, total controlled variable C_t C_s And C_d When one side is far larger than another side, the value of the
ger one of it is emphasized, and it is C_s . And C_d When it is a near value mutually, according to following several 14,
u may calculate so that it may become a larger value than those averages. Moreover, total controlled variable C_t
llowing several 15 is followed and it is C_s . And C_d It may be set as the value of any or the larger one.

)69]

quation 14] $C_t = C_s + C_d - C_s * C_d$ -- [Equation 15] $C_t = C_s (C_s > C_d) C_t = C_d (C_d > C_s)$

)70] Next, with reference to the flow chart shown in drawing 4 , a target yaw moment controlled-variable M_t
eration routine is explained.

)71] the time of distinction of whether to traction be under control in Step 202 first being performed, and negative
stinction being performed -- Step 204 -- setting -- a marginal rear wheel slip angle -- reference-value β_{tarlb} of a card
ue operation ***** -- the time of calculating according to following several 16 and affirmation distinction being
rformed -- Step 206 -- setting -- marginal rear wheel slip-angle β_{tarlb} It calculates according to following several 17.
addition, it sets to following several 16 and several 17, and is a_1 and a_2 . And b_1 And b_2 Since a marginal rear wheel
p angle also becomes [the margin of the lateral force of a rear wheel tire] small small in being a positive constant
d traction being under control, respectively, each constant is $a_1 > a_2$ and $b_1 > b_2$. It has a relation.

)72]

quation 16] the $\beta_{\text{tarlb}} = a_1 * \mu + b_1$ -- [Equation 17] $\beta_{\text{tarlb}} = a_2 * \mu + b_2$ [0073] In addition, considering the

property of a tire, it is marginal rear wheel slip-angle betarlb. Although it is proportional to the coefficient of friction mu a road surface The direction which more [when a limitation's being in the presumed precision of coefficient of friction of a road surface and coefficient of friction of a road surface are low / a little] slip angles at the time of evolution of a vehicle attached sets from the reasons of sense of security being given to the crew of a vehicle to 16 above and several 17, and it is b1. And b2 It is set up as a positive constant.

074] It sets to Steps 208 and 210, and is proportional component betart1 of the target slip angle of a rear wheel considering Kt1 and Kt2 as a positive constant, respectively. And differential term component betart2 Receiving guard value betar11 And betar12 It calculates according to following several 18 and 19.

075] equation 18] betar11 =Kt1 *betarlb -- [Equation 19] betar12 =Kt2*betarlb [0076] It sets to Step 212 and is the lateral acceleration Gy of a vehicle. The model value Gyt calculates according to following several 20, and it sets to Step 214, and is the differential value Gytd of the model value Gyt. It calculates.

equation 20]

$$rt=V2 *theta/[(1+Kh *V2)Rg *H]$$

077] When distinction of whether the model value Gyt and the differential value Gytd of the lateral acceleration of a vehicle are a different sign mutually, i.e., distinction of whether it has been based on the operator and return steering is performed, is performed in Step 216 and affirmation distinction is performed, it progresses to Step 232, and when negative distinction is performed, it progresses to Step 218.

078] When distinction of whether the yaw rate gamma of the body and the steering angle theta are different signs mutually, i.e., distinction of whether the counter steer by the operator is performed, is performed in Step 218 and negative distinction is performed, it progresses to Step 222, and when affirmation distinction is performed, it progresses the back step 228 by which the time constant T was set to T2 (positive constant) in Step 220.

079] When distinction of whether the time constant T is over To (positive constant) in Step 222 is performed and negative distinction is performed, it sets to Step 224, and a time constant T is To. It progresses to the set back step 228, and when affirmation distinction is performed, it progresses to the back step 228 to which the time constant T was tried out deltaT (minute positive constant) decrement in Step 226. Naomasa's constant To and T2 The time constant (positive constant) which reaches and is used in the operation of the below-mentioned steps 232 and 234 is T2 >To 1. The relation is filled.

080] It sets to Step 228 and is proportional component betart1 of the target slip angle of a rear wheel. It calculates according to following several 21, it sets to Step 230, and is differential term component betart2 of the target slip angle of a rear wheel. It calculates according to following several 22.

081]

equation 21] betart1 =Gyt/(1+T*s)

equation 22] betart2 =Gytd/(1+T*s)

082] It sets to Step 232 similarly and is proportional component betart1 of the target slip angle of a rear wheel. It calculates according to following several 23, it sets to Step 234, and is differential term component betart2 of the target slip angle of a rear wheel. It calculates according to following several 24.

083]

equation 23] betart1 =Gyt/(1+T1 *s)

equation 24] betart2 =Gytd/(1+T1 *s)

084] It sets to Step 236 and is proportional component betart1. The guard value betar11 Guard processing is carried out, and it sets to Step 238, and is differential term component betart2. Guard processing is carried out by the guard value betar12, target slip-angle betart of a rear wheel follows following several 25 in Step 240, and it is betart1. And betart2 It calculates as the sum.

equation 25] beta rt=beta rt1+betart2 [0085] Following several 26 is followed in Step 242, and it is slip-angle betar of a rear wheel. While it calculates and the differential value betard calculates If betar+ K*beta rd is set to B for K as a positive constant, following several 27 is followed according to the size of B, and it is the target yaw moment Mt. The first component M1, i.e., the component based on the deflection of slip-angle betarl of a rear wheel and target slip-angle betart of a rear wheel, calculates. In **** 27 and the below-mentioned several 28, M01 and M02 are positive constants.

086]

equation 26] betar = beta+Lr * gamma/V -- [Equation 27] | It is M1 =M01* (betar+ K*beta rd) at the time of B>betarl.

is M1 = {betarl*M01/(beta rl-beta rt)} (betar-beta rt+K*beta rd) at the time of beta rt<B<beta rl.

t is M1 = {BetaRI*M01/(Beta Rl+beta Rt)} (BetaR-Beta Rt+K*beta Rd) at the Time of Beta Rl<B<beta Rt.

087] In addition, the target yaw moment Mt The first component M1 A horizontal axis is set as betar+ K*beta rd, and

s the first component M1. You may calculate from the map corresponding to the graph shown in drawing 13 made
o a vertical axis.

188] Following several 28 is followed in Step 244, and it is the target yaw moment Mt. The second component M2,
, criteria yaw rate gamma, The component based on deflection with the real yaw rate gamma calculates.

uation 28] M2 =M02*H*(gamma/gamma)/V [0089] It is the second component M2 from the map corresponding to
graph shown in drawing 14 based on the absolute value of the spin value simian virus in Step 246. Weight Wy It
culates, following several 29 is followed in Step 248, and it is the first component M1. And second component M2 It
he target yaw moment Mt as linear combination. It calculates.

uation 29]

$$= mu * Ct * \{(1-Wy) * M1 + Wy * M2\}$$

90] Next, the flow chart shown in drawing 6 is referred to, and it is target addition deceleration. A dGxt operation
itine is explained.

91] It sets to Step 252 first and they are the throttle opening phi or the braking oil pressure Pb. An operator's target
celeration Gxt calculates from the map corresponding to the graph which was based and was shown in drawing 15 . In
dition, when Pbo is the assistant marginal oil pressure of the hydro booster 16 and braking oil pressure exceeds Pbo in
wing 15 , a part for the assistant piece of a hydro booster is amended.

92] It is the reference value of addition deceleration from the map corresponding to the graph shown in drawing 16
sed on an operator's target deceleration Gxt and the coefficient of friction mu of a road surface in Step 254. dGxt0
culates, following several 30 is followed in Step 256, and it is target addition deceleration. dGxt calculates.

uation 30] DGxt=mu*Ct * dGxt0 [0093] Next, the flow chart shown in drawing 7 is referred to, and it is target slip
io Rsti of each ring. An operation routine is explained.

94] In Step 302, a is first made into a positive constant, and it is Kf. It considers as the distribution ratio ($0 < Kf < 1$) of
ront wheel. dGxtf It is referred to as $g * m * dGxt$ (mass of the body to which g acts gravitational acceleration and m on
ch wheel). Lateral acceleration of a vehicle in case the grounding load of a forward left rear wheel or a forward right
ir wheel is set to 0 is set to Gwy (positive constant). Vehicle order acceleration in case the grounding load of a right-
l-left rear wheel is set to 0 is set to Gwx (positive constant), and it is Tr. According to following several 31, the target
mping force Fxti of each ring (i=fl, fr, rl, rr) calculates as a tread of a vehicle.

uation 31]

$$tfl=Mt * \{1/(Tr * \cos \theta - a * \sin \theta) + dGxtf\}$$

$$tfr=-Mt * \{1/(Tr * \cos \theta + a * \sin \theta) + dGxtf\}$$

$$trl=Mt * \{1/Tr + dGxtf\}$$

$$(1-Kf) * (1-Gy / Gwy + Gx / Gwx)$$

$$trr=-Mt * \{1/Tr + dGxtf\}$$

$$(1-Kf) * (1+Gy / Gwy + Gx / Gwx)$$

95] In Step 304, target slip ratio Rsti (i=fl, fr, rl, rr) of each ring calculates according to following several 32 by
ting the conversion constant to slip ratio to Kfs from damping force.

uation 32] Rsti =Fxti * Kfs[0096] Next, a criteria ring selection routine is explained with reference to the flow chart
own in drawing 8 .

97] It sets to Step 352 first and is target addition deceleration. When distinction of whether dGxt is negative, i.e.,
stinction of whether to be at the reduced pressure control time of braking oil pressure, is performed and negative
stinction is performed, it progresses to Step 354, and when affirmation distinction is performed, it progresses to Step
0.

98] It sets to Step 354 and is the lateral acceleration Gy of a vehicle. Target yaw moment Mt Product Gy *Mt When
progresses to Step 356 when distinction of whether to be positive, i.e., distinction of whether the target yaw moment is
e yaw moment of the revolution auxiliary direction, is performed and negative distinction is performed, and
firmation distinction is performed, it is step 358 HE ****. When the same distinction as Step 354 is performed also in
ep 360 and negative distinction is performed, it progresses to Step 362, and when affirmation distinction is performed,
progresses to Step 364.

99] It sets to Steps 356 and 364, and is target slip ratio Rfti of a revolution inside front wheel. By being set as 0, a
volution inside front wheel is chosen as a criteria ring, and it sets to Steps 358 and 362, and is target slip ratio Rsti of a
volution outside front wheel. A criteria ring is set as a revolution outside front wheel by being set as 0. In addition,
stinction of the revolution inside or an outside is the yaw rate gamma or lateral acceleration Gy of a vehicle. It may be
ried out by the sign.

[100] In the operation gestalt of illustration, the presumed operation of the coefficient of friction μ of the road surface slip-angle [of the body] beta and a wheel is carried out in Step 100 in this way. The drift value DV which shows the degree of the spin value simian virus which shows the degree of the spin of a vehicle in Step 150, and the drift out of a hicle calculates. these -- being based -- respectively -- spin controlled variable Cs And drift controlled variable Cd tal controlled variable Ct which calculates and shows the unstable degree of the revolution behavior of a vehicle The n Cs of two controlled variables And Cd ***** -- it calculates

[101] Moreover, it sets to Step 200 and is the target yaw moment controlled variable Mt. It calculates. It sets to Step 0 and is target addition deceleration. dGxt calculates, and it sets to Step 300, and is the target yaw moment controlled variable Mt. And target addition deceleration It is based on dGxt and is target slip ratio Rsti of each ring. It calculates. e criteria ring for controlling the damping force of each ring in Step 350 is chosen. It sets to Step 400 and is the target heel speed Vwti of each ring. Calculate and a duty ratio Dri calculates in Step 450. According to a duty ratio Dri, the iking pressure of each ring is controlled by outputting a control signal to the control valve and opening-and-closing lve of each ring in Step 500.

[102] It sets especially to the steps 202-210, and is proportional component betart1 of the target slip angle of a rear heel, respectively. And differential term component betart2 Receiving guard value betarl1, betarl2 Lateral acceleration of the vehicle in which the revolution degree which he calculates and an operator wishes in Step 212 is shown The model value Gyt calculates. In Steps 216-240, target slip-angle betart of a rear wheel calculates based on the model value Gyt. It sets to Step 242 and is the target yaw moment Mt of a rear wheel. The first component M1 is slip-angle tar of a rear wheel. And since.it calculates as a PD controlled variable of the yaw moment for setting slip-angle betar a rear wheel to target slip-angle betart based on slip-angle speed betard of a rear wheel The damping force of each g is controllable so that the yaw moment made into the target slip angle which becomes settled by the revolution gree of which an operator expects the slip angle of a rear wheel is given to a vehicle. Not to mention the situation ich spin or drift out generates independently by this, these can control the revolution behavior of a vehicle propriately also in the situation generated simultaneously.

[103] Moreover, it is distinguished whether in Step 218, the counter steer is performed by the operator in this case, en the counter steer is performed, it sets to Step 220, and a time constant T is the large value T2. By being set Since responsibility of behavior control falls and the size of target slip-angle betart of a rear wheel is reduced, the bad fluence to the behavior control by the counter steer can be reduced, and aggravation of the behavior by the behavior ntrol reflecting the counter steer can be suppressed.

[104] Moreover, when it cuts by the operator in Step 216, and it is distinguished whether return steering is performed, cuts and return steering is performed, it sets to Steps 232 and 234, and a time constant T is the small value T1. By ing set Since the responsibility of behavior control improves and the size of target slip-angle betart of a rear wheel reases, it can cut, the desirable influence on the behavior control by return steering can be increased, and the behavior a vehicle can be stabilized promptly.

[105] Moreover, it sets to Steps 228 and 230 or Steps 232 and 234, respectively, and is proportional component betart1 the target slip angle of a rear wheel. And differential term component betart2 It calculates based on the model value rt. It sets to Steps 236 and 238, respectively, and is proportional component betart1. And differential term component tart2 The guard value betarl1, betarl2 Guard processing is carried out, it sets to Step 240, and target slip-angle betart a rear wheel is proportional component betart1. And differential term component betart2 Since it calculates as the m It can prevent that the target slip angle of a rear wheel originates in a bird clapper excessively, and the behavior of a hicle gets worse on the contrary.

[106] Moreover, if distinction of a purport to which it has been based on the operator in Step 216, distinction of a rport to which return steering is not performed is performed, and the counter steer by the operator is not performed in ep 218 is performed While a time constant T is gradually reduced in Step 226, it sets to Steps 222 and 224, and a time nstant T is To. Since guard processing is carried out so that it may not become below For example, even if unsuitable eering operation is performed by the operator after a counter steer, aggravation of the behavior by the behavior control flecting the unsuitable steering operation can be suppressed.

[107] Moreover, it sets to Steps 202-206, and is marginal rear wheel slip-angle betarb as a reference value of a guard ue operation. According to whether since it calculates small when a vehicle is traction controlling and damping force given to the rear wheel, a vehicle is traction controlling, guard processing of the proportional component and fferential term component of target slip-angle betart of a rear wheel is carried out appropriately, and, thereby, it is the get yaw moment Mt. It can calculate proper.

[108] Moreover, it sets to Step 244 and is the target yaw moment Mt. The second component M2 It calculates based on w rate deflection, it sets to Step 248, and is the target yaw moment Mt. The first component M1 The second mponent M2 Although calculated as linear combination Weight Wy of the second component Since it calculates so

it the absolute value of the spin value simian virus may become small gradually along with increase of this absolute value in a high field Sometimes, the grade of spin is [a low and] the second component M2. Specific gravity is made high and it is the target yaw moment Mt. It calculates. Drift out can be reduced good by this, and when the grade of spin conversely high, it is the first component M1. Specific gravity can be made high, the target yaw moment can be calculated, and, thereby, spin can be reduced certainly.

[109] Moreover, the target yaw moment Mt It sets to Step 248 and is the first component M1 about the coefficient of friction mu of a road surface. And M2 Since it calculates as a coefficient to linear combination, coefficient of friction of road surface can calculate a low to a small value, and the target yaw moment can be appropriately calculated according to coefficient of friction of a road surface also by this.

[110] Moreover, total controlled variable Ct which shows the unstable degree of the revolution behavior of a vehicle in steps 152-168 according to the operation gestalt of illustration It calculates. It is the target yaw moment Mt, so that a total controlled variable is high in Step 248. Since it calculates so that it may become large The large yaw moment can be given to a vehicle, so that the unstable degree of the revolution behavior of a vehicle is high, and thereby, when the stable degree of revolution behavior is high, revolution behavior can be stabilized certainly.

[111] moreover, position Po where the slip angle of the body becomes 0 in the alignment theory in Step 152 according to the operation gestalt of illustration up to -- the center of gravity Pg of a vehicle The distance Zp of a cross direction calculates. from -- Step 154 -- setting -- position Po The center of gravity Pg of the vehicle to the position where the slip angle of the body becomes a vehicle cross direction within the limits of Lp/2 at the minimum value, respectively The distance alpha of a cross direction calculates. from -- It is based on this alpha and is slip-angle betas of the body by Step 6. Since it calculates Total controlled variable Ct which calculates the spin value simian virus correctly and shows the stable degree of a vehicle by this as compared with the case where the slip angle of the body calculates as a slip angle at the center of gravity of a vehicle It can calculate correctly.

[112] Although this invention was explained in detail about the specific operation gestalt above, probably this invention will not be limited to an above-mentioned operation gestalt, and it will be clear for this contractor its for other various operation gestalten to be possible within the limits of this invention.

[113] For example, in the operation gestalt of illustration, although the amount of target revolution is target slip-angle target of a rear wheel, you may be a target yaw rate etc. that what is necessary is just the desired value which contains proportional component and differential term component of a quantity of state based on a steering angle at least.

[114] Moreover, in the operation gestalt of illustration, it sets to Step 242, and is the target yaw moment Mt. The first component M1 Slip-angle betar of a rear wheel And although calculated based on the differential value betard, differential value betasd of the slip angle of the body may be used instead of differential value betard.

[115] Furthermore, in the operation gestalt of illustration, although the yaw moment required for a vehicle is given and the behavior of a vehicle is stabilized by this by controlling the damping force of each ring, the yaw moment may be generated by controlling the driving force of each ring or the damping force of each ring, and driving force.

[116] Effect of the Invention] Since the responsibility of behavior control falls according to the composition of the claim 1 of this invention when a counter steer state has steering operation of an operator so that more clearly than the above explanation, influence of the counter steer which is unsuitable steering operation by the operator can be made hard to reflect in behavior control, and, thereby, the bad influence to the behavior control by the counter steer can be reduced.

[117] Moreover, since the responsibility of behavior control improves when according to the composition of the claim 3 of this invention steering operation of an operator cuts and it is in a return steering state, it has been suitable steering operation by the operator, and it is made easy to reflect the influence of return steering to behavior control, and it can be reflected by this and the desirable influence on the behavior control by return steering can be increased.

[118] Moreover, according to the composition of the claim 3 of this invention, it can perform certainly and easily changing the responsibility of behavior control according to steering operation of an operator.

[119] Furthermore, since according to the composition of the claim 4 of this invention guard processing of the time instant is carried out at the time of the reduction and a bird clapper is prevented small superfluously, influence of suitable steering operation of the operator after a counter steer can be made hard to reflect in behavior control, and, thereby, the bad influence to the behavior control by the unsuitable steering operation after a counter steer can be reduced.

ranslation done.]

NOTICES *

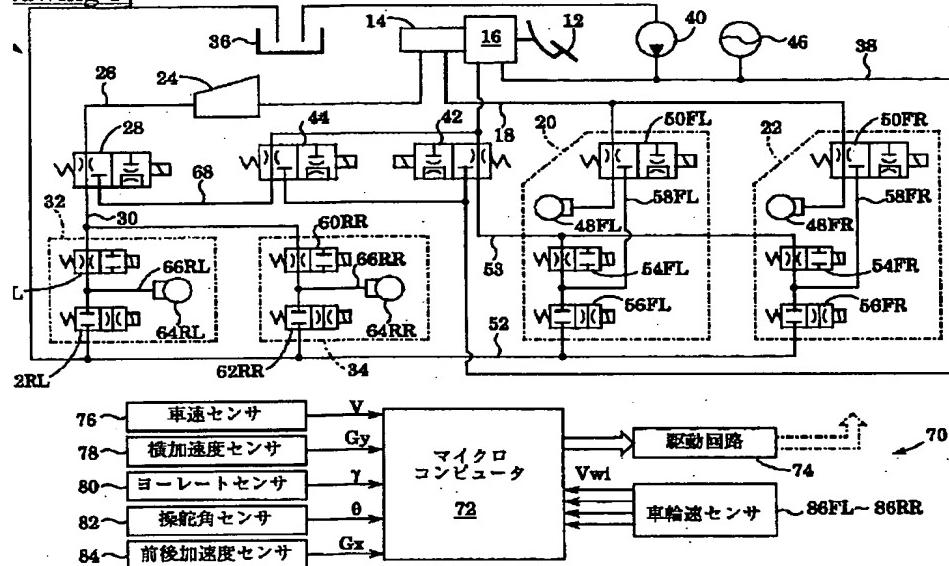
Japan Patent Office is not responsible for any
changes caused by the use of this translation.

This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

*** shows the word which can not be translated.
In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

Drawing 1]



Drawing 6]

dGxt 演算

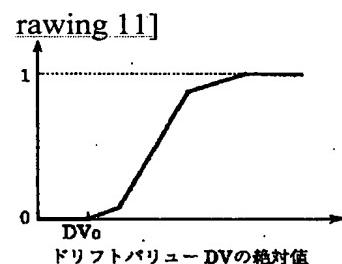
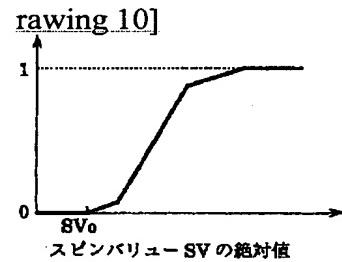
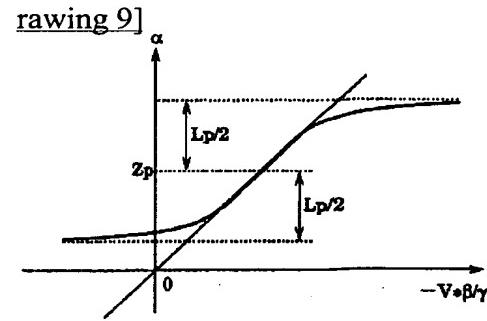
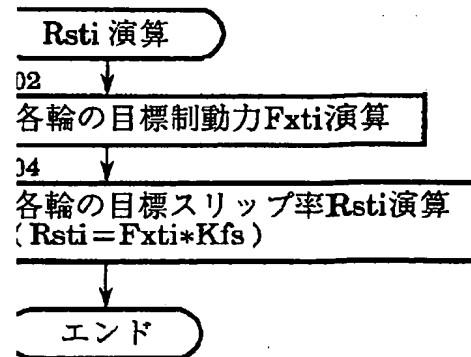
52 ↓
運転者の目標減速度Gxt演算
(図 15)

54 ↓
付加減速度の基準値dGxt0演算
(図 16)

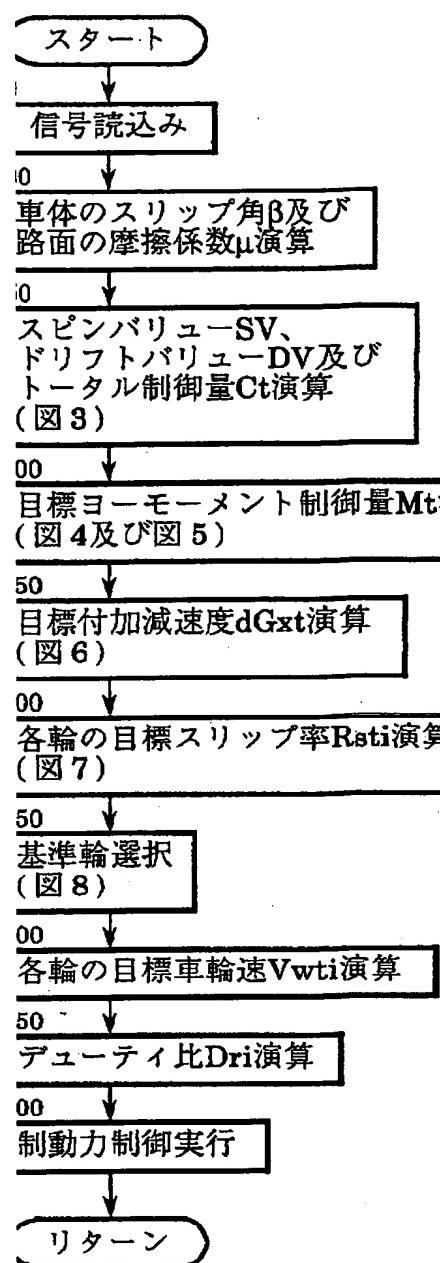
56 ↓
目標付加減速度dGxt演算
($dGxt = \mu * Ct * dGxt0$)

↓ エンド

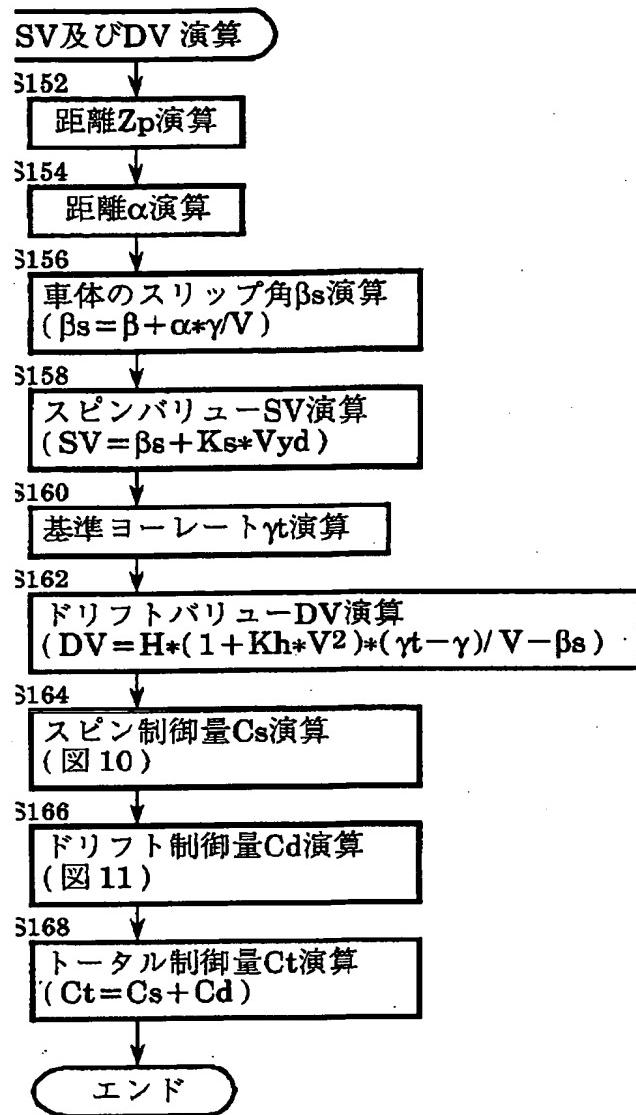
Drawing 7]



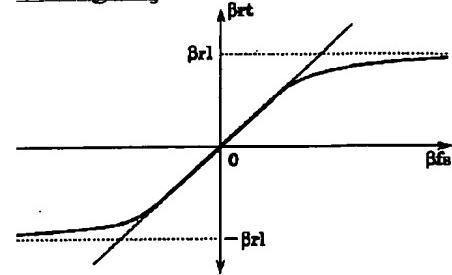
rawing 2]



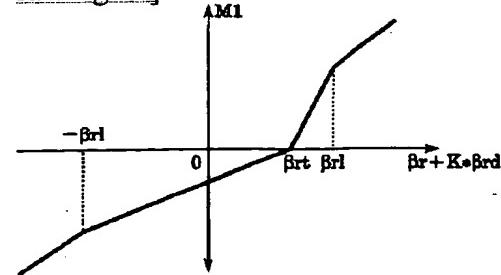
rawing 3]

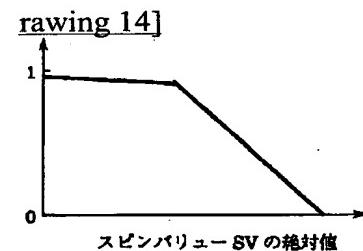
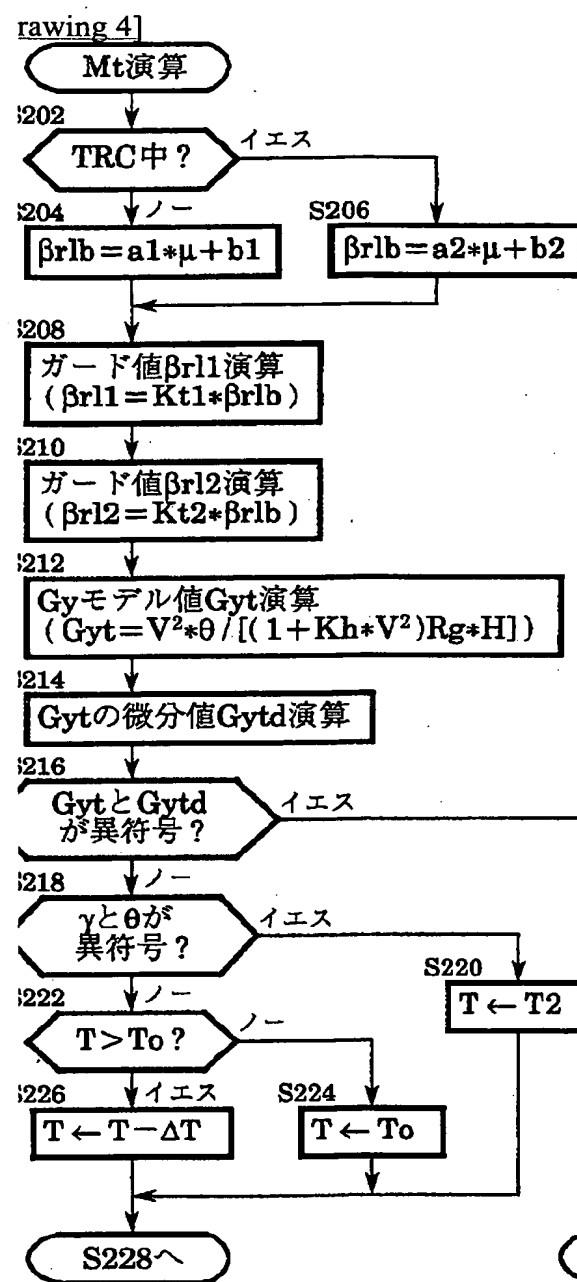


rawing 12]

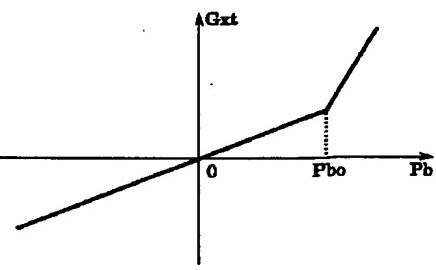


rawing 13]





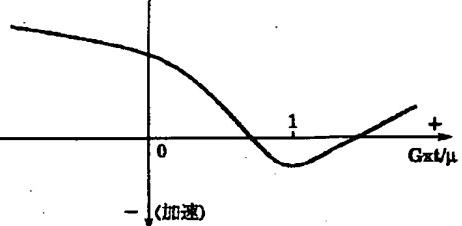
rawing 15]



rawing 16]

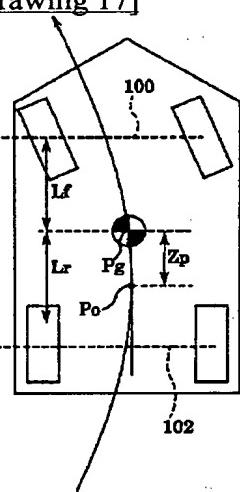
$$\frac{dG_{xt}t_0}{dt}$$

(減速)

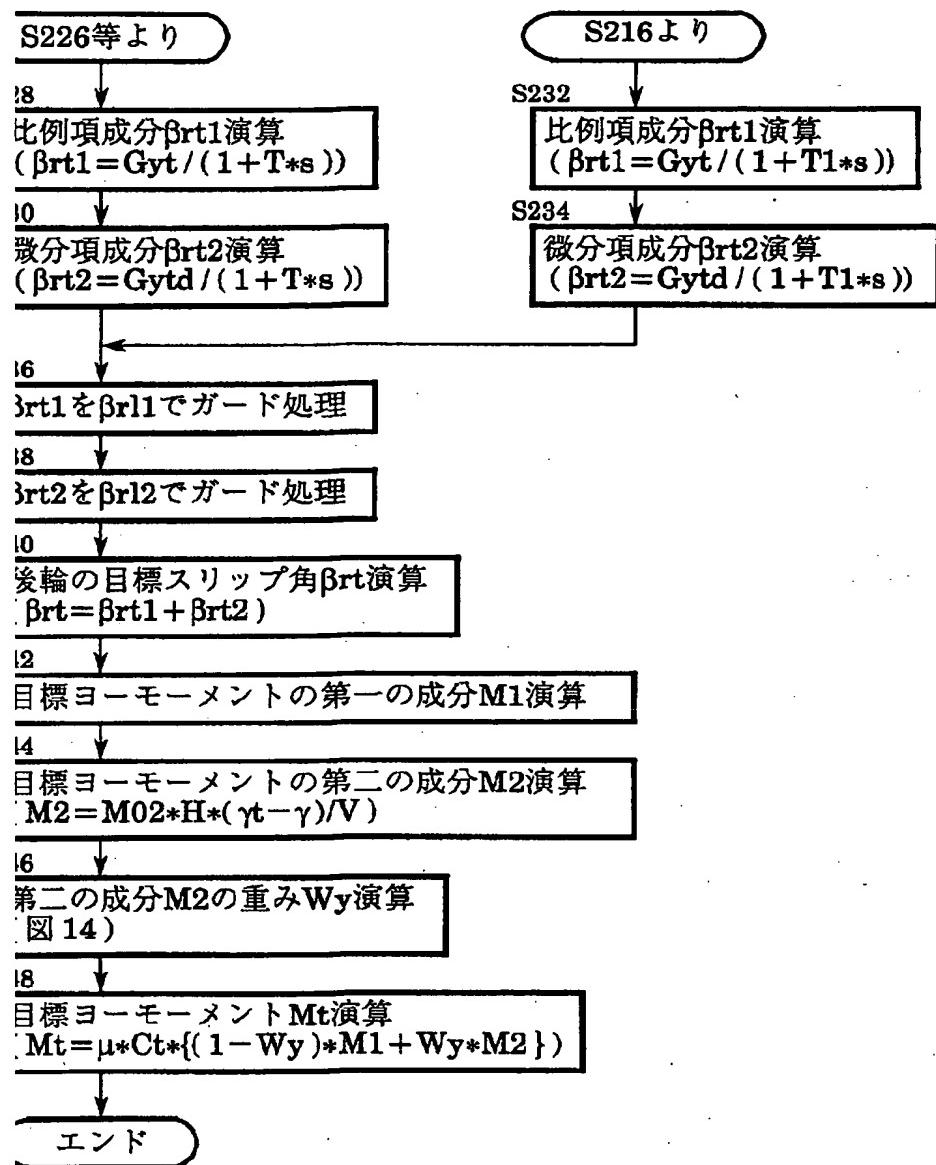


- (加速)

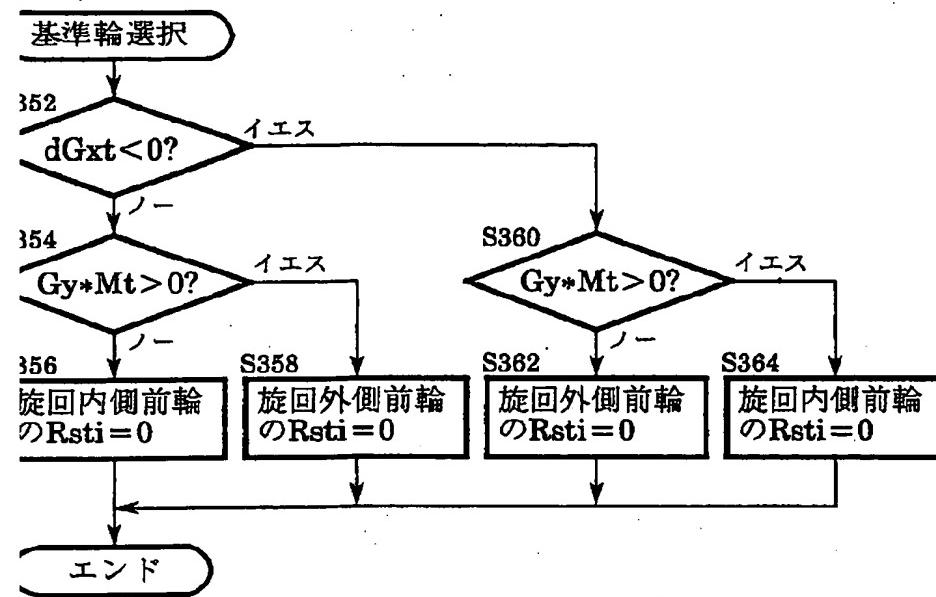
rawing 17]



rawing 5]



rawing 8]



anslation done.]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-315941

(43)公開日 平成10年(1998)12月2日

(51)Int.Cl.⁶B 60 T 8/24
8/58

識別記号

F I

B 60 T 8/24
8/58

Z

審査請求 未請求 請求項の数4 FD (全16頁)

(21)出願番号 特願平9-139210

(22)出願日 平成9年(1997)5月14日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 深田 善樹

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車
株式会社内

(74)代理人 弁理士 明石 昌毅

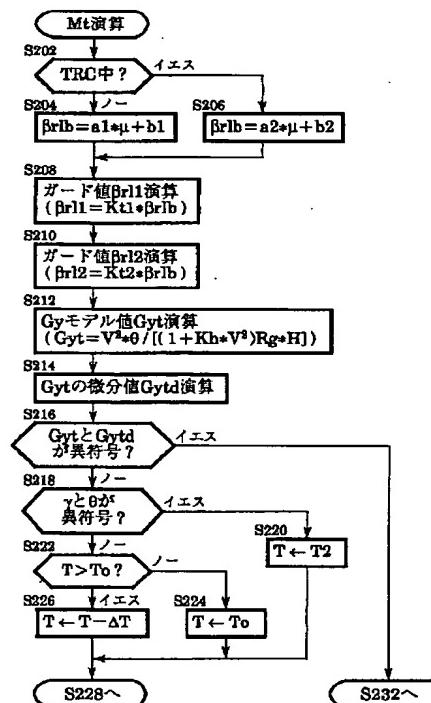
(54)【発明の名称】車両の挙動制御装置

(57)【要約】

【課題】 運転者の操舵操作に応じて制御の応答性を変化させることにより、旋回挙動の制御を運転者の操舵操作に応じて適確に行う。

【解決手段】 車両の横加速度のモデル値Gyt及びその微分値Gytdを演算し(ステップ214、216)、モデル値Gyt及びその微分値Gytdに基づき後輪の目標スリップ角の比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} を演算し(ステップ228～234)、目標旋回量である後輪の目標スリップ角を比例項成分 β_{rt1} と微分項成分 β_{rt2} との和として演算する(ステップ240)。カウンタステア状態にあるときには時定数Tを大きく設定して制御の応答性を低下させ(ステップ218～230)、切り戻し操舵状態にあるときには時定数Tを小さく設定して制御の応答性を向上させる(ステップ232、234)。

10



1

【特許請求の範囲】

【請求項 1】車両の目標旋回量を演算する手段と、車両の実際の旋回量が前記目標旋回量となるよう車両に少なくともヨーモーメントを与えて車両の旋回挙動を制御する手段とを有する車両の挙動制御装置に於いて、カウンタステア状態を検出する手段と、カウンタステア状態が検出されているときには前記制御の応答性を低下させる手段とを有することを特徴とする車両の挙動制御装置。

【請求項 2】車両の目標旋回量を演算する手段と、車両の実際の旋回量が前記目標旋回量となるよう車両に少なくともヨーモーメントを与えて車両の旋回挙動を制御する手段とを有する車両の挙動制御装置に於いて、切り戻し操舵状態を検出する手段と、切り戻し操舵状態が検出されているときには前記制御の応答性を向上させる手段とを有することを特徴とする車両の挙動制御装置。

【請求項 3】前記目標旋回量に対するフィルタ処理の時定数が変化されることにより前記制御の応答性が変化されることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の車両の挙動制御装置。

【請求項 4】前記時定数が低減されるときには前記時定数がガード処理されることを特徴とする請求項 3 に記載の車両の挙動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、自動車等の車両の旋回時に於けるドリフトアウトやスピニングの如き好ましからざる挙動を抑制し低減する挙動制御装置に係る。

【0002】

【従来の技術】自動車等の車両の旋回時に於ける挙動を制御する装置の一つとして、例えば本願出願人の先の出願にかかる特開平9-99826号公報に記載されている如く、後輪のスリップ角 β_r を求める手段と、後輪のスリップ角速度 β_{rd} に対応する物理量 β_d を求める手段と、運転者の希望する旋回度合により定まる後輪の目標スリップ角 β_{rt} を求める手段と、各輪に制動力を与える制動手段と、スリップ角 β_r 及び物理量 β_d に基づき後輪のスリップ角 β_r を目標スリップ角 β_{rt} とするための目標ヨーモーメント M_t を演算する手段と、目標ヨーモーメント M_t に応じて制動手段を制御する制御手段とを有する挙動制御装置が従来より知られている。

【0003】かかる挙動制御装置によれば、運転者の希望する旋回度合により定まる後輪の目標スリップ角 β_{rt} が求められ、目標ヨーモーメント M_t が後輪のスリップ角 β_r 及び後輪のスリップ角速度 β_{rd} に対応する物理量 β_d に基づき後輪のスリップ角 β_r を目標スリップ角 β_{rt} とするためのヨーモーメントのPD制御量として演算され、後輪のスリップ角を目標スリップ角とするヨーモーメントが車両に与えられるよう各輪の制動力が制御されるので、スピニング又はドリフトアウトが単独で発生する状況は勿論のこと、これらが同時に発生する状況に於い

2

ても車両の旋回挙動を適切に制御することができる。

【0004】例えば車両がドリフトアウト状態にあるときには後輪のスリップ角 β_r が目標スリップ角 β_{rt} よりも小さくなり、ドリフトアウト状態が増大するときには後輪のスリップ角速度 β_{rd} に対応する物理量 β_d も負の値になる。かかる状況に於いては車両に与えられるヨーモーメントは車両の旋回を補助する方向のヨーモーメントになるので、ドリフトアウト状態を確実に抑制することができる。

【0005】また車両がスピニング状態にあるときには後輪のスリップ角 β_r が目標スリップ角 β_{rt} よりも大きくなり、スピニング状態が増大するときには物理量 β_d も正の値になる。かかる状況に於いては車両に与えられるヨーモーメントは車両の旋回を補助する方向とは反対の方向のヨーモーメント(アンチスピニングモーメント)になるので、スピニング状態を効果的に抑制することができる。

【0006】更に車両がスピニング状態にあり且つドリフトアウト状態にあるときにはそれらの状態の何れの程度が大きいかに応じて車両に与えられるヨーモーメントの方向が適宜に制御され、また二つの状態の程度が車両の旋回中に相互に入れ代わる場合にもその変化に応じてヨーモーメントの方向が逆になるよう適宜に制御される。従ってスピニング状態及びドリフトアウト状態が同時に発生しても車両の旋回挙動を確実に安定になるよう制御することができる。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】上述の先の提案にかかる挙動制御装置に於いては、車両の走行状態に応じて制御の応答性が変化するようになっているが、運転者の操舵操作に応じて制御の応答性が変化するようになってしまっておらず、そのため旋回挙動の制御を運転者の操舵操作に応じて適確に行うことができないという不具合がある。

【0008】本発明は、先の提案にかかる従来の挙動制御装置に於ける上述の如き不具合に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、車両の実際の旋回量が目標旋回量となるよう車両に少なくともヨーモーメントを与える車両の挙動制御装置に於いて、運転者の操舵操作に応じて制御の応答性を変化させることにより、旋回挙動の制御を運転者の操舵操作に応じて適確に行うことである。

【0009】

【課題を解決するための手段】上述の如き主要な課題は、本発明によれば、車両の目標旋回量を演算する手段と、車両の実際の旋回量が前記目標旋回量となるよう車両に少なくともヨーモーメントを与えて車両の旋回挙動を制御する手段とを有する車両の挙動制御装置に於いて、カウンタステア状態を検出する手段と、カウンタステア状態が検出されているときには前記制御の応答性を低下させる手段とを有することを特徴とする車両の挙動制御装置(請求項 1 の構成)、又は車両の目標旋回量を

50

演算する手段と、車輌の実際の旋回量が前記目標旋回量となるよう車輌に少なくともヨーモーメントを与えて車輌の旋回挙動を制御する手段とを有する車輌の挙動制御装置に於いて、切り戻し操舵状態を検出する手段と、切り戻し操舵状態が検出されているときには前記制御の応答性を向上させる手段とを有することを特徴とする車輌の挙動制御装置（請求項2の構成）によって達成される。

【0010】一般に、車輌の旋回挙動が悪化すると、運転者が精神的に混乱してカウンタステアすることもあるれば、冷静に切り戻し操舵することもあるが、カウンタステアは挙動制御に悪影響を及ぼすのに対し、切り戻し操舵は旋回挙動の安定化に寄与する。

【0011】請求項1の構成によれば、運転者の操舵操作がカウンタステア状態にあるときには、挙動制御の応答性が低下されるので、運転者の不適切な操舵操作の影響が挙動制御に反映しにくくなる。

【0012】また請求項2の構成によれば、運転者の操舵操作が切り戻し操舵状態にあるときには、挙動制御の応答性が向上されるので、運転者の適切な操舵操作の影響が挙動制御に反映し易くなる。

【0013】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、請求項1又は2の構成に於いて、前記目標旋回量に対するフィルタ処理の時定数が変化されることにより前記制御の応答性が変化されるよう構成される（請求項2の構成）。この構成によれば、運転者の操舵操作に応じた挙動制御の応答性の変化が確実に且

$$\begin{aligned} Gyt &= [(1 + T * s) / (1 + T * s)] Gyt \\ &= [1 / (1 + T * s)] Gyt + [T * s / (1 + T * s)] Gyt \\ &= [1 / (1 + T * s)] \end{aligned}$$

【0018】従って本発明の他の一つの好ましい態様によれば、請求項1乃至3の何れかの構成に於いて、目標旋回量は後輪の目標スリップ角 β_{rt} であり、運転者の希望する旋回度合を示す車輌の横加速度 Gy のモデル値 Gyt が少なくとも操舵角に基づき演算され、モデル値 Gyt に基づき後輪の目標スリップ角の比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} が演算され、比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} の和として後輪の目標スリップ角 β_{rt} が演算される（好ましい態様2）。

【0019】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、モデル値 Gyt とその微分値 $Gytd$ とが互いに異符号であるか否かにより切り戻し操舵状態にあるか否かが検出されるよう構成される（好ましい態様3）。

【0020】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、路面の摩擦係数 μ に基づき後輪の限界スリップ角 β_{rlb} が演算され、限界スリップ角 β_{rlb} に基づき後輪の目標スリップ角の比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} に対するガード値 β_{rl1} 、 β_{rl2} が演算される（好ましい態様4）。

つ簡単に行われる。

【0014】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、請求項3の構成に於いて、前記時定数が低減されるときには前記時定数がガード処理されるよう構成される（請求項4の構成）。この構成によれば、時定数はその減少時にはガード処理されるので、カウンタステア後の運転者の不適切な操舵操作の影響が挙動制御に反映しにくくなる。

【0015】

10 【課題解決手段の好ましい態様】本発明の一つの好ましい態様によれば、請求項1の構成に於いて、カウンタステア状態を検出する手段は車体のヨーレート $\dot{\gamma}_r$ を検出する手段と、操舵角 θ を検出する手段とを有し、ヨーレート $\dot{\gamma}_r$ と操舵角 θ とが互いに異符号であるか否かによりカウンタステア状態にあるか否かを検出するよう構成される（好ましい態様1）。

【0016】また本発明に於いて、目標旋回量が後輪の目標スリップ角 β_{rt} であり、運転者の希望する旋回度合を示す車輌の横加速度 Gy のモデル値が Gyt であるとすると、下記の数1の通り目標スリップ角 β_{rt} はモデル値 Gyt に比例する。また T を時定数とし s をラプラス演算子としてモデル値 Gyt は下記の数2の通り表現されるので、後輪の目標スリップ角 β_{rt} を比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} の和として表現することができる。

【0017】

【数1】 $\beta_{rt} \propto Gyt$

【数2】

$$\begin{aligned} Gyt &= [1 / (1 + T * s)] Gyt + [T * s / (1 + T * s)] Gyt \\ &= (Gyt + T * s * Gyt) \end{aligned}$$

【0021】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、挙動制御装置は、後輪のスリップ角 β_r を求める手段と、後輪のスリップ角速度 β_{rd} に対応する物理量 β_d を求める手段と、各輪に制動力を与える制動手段と、スリップ角 β_r 及び物理量 β_d に基づき後輪のスリップ角 β_r を目標スリップ角 β_{rt} とするための目標ヨーモーメント Mt を演算する手段と、目標ヨーモーメント Mt に応じて制動手段を制御する制御手段とを有するよう構成される（好ましい態様5）。

【0022】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様5の構成に於いて、車輌の旋回挙動の不安定度合を検出する手段と、不安定度合が高いほど目標ヨーモーメント Mt を大きくする手段とを有するよう構成される（好ましい態様6）。この構成によれば、車輌の旋回挙動の不安定度合が高いほど車輌に与えられるヨーモーメントが大きくなり、これにより旋回挙動の不安定度合が高い場合にも車輌の旋回挙動が確実に安定化される。

【0023】本発明の他の一つの好ましい態様によれ

ば、上記好ましい態様 5 又は 6 の構成に於いて、運転者の希望する減速度合 G_{xt} を求める手段と、減速度合 G_{xt} が高いほど小さくなるよう目標付加減速度 dG_{xt} を演算する手段とを有し、制御手段は目標ヨーモーメント M_t と目標付加減速度 dG_{xt} の和に応じて制動手段を制御するよう構成される（好ましい態様 7）。この構成によれば、運転者の希望する減速を達成しつつ、運転者の希望する減速度合が高い場合に各輪の制動力が過剰になって車輪の横力が低下することに起因する挙動の悪化が防止される。

【0024】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 6 の構成に於いて、車輛の旋回挙動の不安定度合を検出する手段は不安定度合として少なくとも車輛のスピニ状態量を検出し、スピニ状態量の検出は車輛の線形理論により推定される車体のスリップ角が零である位置近傍に於ける車体のスリップ角の最小値 β_s に基づいて行われるよう構成される（好ましい態様 8）。この構成によれば、例えば車輛の重心に於ける車体のスリップ角に基づきスピニ状態量が検出される場合に比して車輛の旋回挙動の不安定度合が正確に求められ、これにより目標ヨーモーメント M_t が正確に演算される。

【0025】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 6 の構成に於いて、車体の実ヨーレートと車体の基準ヨーレートとの偏差を求める手段を有し、車輛の旋回挙動の不安定度合を検出する手段は不安定度合として少なくとも車輛のスピニ状態量を検出し、目標ヨーモーメント M_t はスリップ角 β_r 及び物理量 β_d に基づく第一の成分 M_1 とヨーレートの偏差に基づく第二の成分 M_2 との線形和であり、目標ヨーモーメント M_t を演算する手段はスピニ状態量が低いほど第二の成分の重みを大きくするよう構成される（好ましい態様 9）。

【0026】この構成によれば、スピニ状態量が低いほど第二の成分の重みが大きくされるので、スピニ度合が高いときには第一の成分の重みが相対的に高くなってしまってスピニが効果的に抑制され、逆にドリフトアウトの度合が高いときには後輪のスリップ角の推定誤差の影響を受け易い第一の成分の重みが相対的に低減されると共にドリフトアウトを効果的に制御し得る第二の成分の重みが相対的に高くされ、これにより車輛がドリフトアウト状態よりスピニ状態へ変化する場合やこの逆の場合にも車輛の旋回挙動の制御が円滑に行われる。

【0027】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 5 の構成に於いて、後輪のスリップ角 β_r とその微分値 β_{rd} との線形和が後輪の目標スリップ角 β_{rt} より大きいときには、後輪のスリップ角 β_r と目標スリップ角 β_{rt} との偏差に基づく目標ヨーモーメント M_t の演算係数が大きく設定される（好ましい態様 10）。この構成によれば、後輪のスリップ角がその限

界値を越えることにより車輛の挙動が急激に不安定になる虞れが低減される。

【0028】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 6 の構成に於いて、車輛の旋回挙動の不安定度合を検出する手段は少なくとも車体のスリップ角 β に基づく車輛のスピニ状態量と、車輛の基準ヨーレートと実ヨーレートとの偏差に基づくドリフト状態量とを検出し、これらの状態量の和又はこれらの状態量の大きい方の値として旋回挙動の不安定度合を求めるよう構成される（好ましい態様 11）。

【0029】また本発明の他の一つの好ましい態様によれば、請求項 7 の構成に於いて、車輛の旋回挙動の不安定度合を検出する手段と、不安定度合が高いほど目標付加減速度 dG_{xt} を大きくする手段とを有するよう構成される（好ましい態様 12）。この構成によれば、車輛の旋回挙動の不安定度合が高いほど車輛の減速度合が大きくなり、これにより旋回挙動の不安定度合が高い場合にも車輛の旋回挙動が更に一層確実に安定化される。

【0030】

20 【発明の実施の形態】以下に添付の図を参照しつつ、本発明を実施形態について詳細に説明する。

【0031】図 1 は本発明による挙動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電気式制御装置を示す概略構成図である。

【0032】図 1 に於て、制動装置 10 は運転者によるブレーキペダル 12 の踏み込み操作に応答してブレーキオイルを第一及び第二のポートより圧送するマスタシリンダ 14 と、マスタシリンダ内の中のオイル圧力に対応する圧力（レギュレータ圧）にブレーキオイルを増圧するハイドロブースタ 16 とを有している。マスタシリンダ 14 の第一のポートは前輪用のブレーキ油圧制御導管 18 により左右前輪用のブレーキ油圧制御装置 20 及び 22 に接続され、第二のポートは途中にプロポーショナルバルブ 24 を有する後輪用のブレーキ油圧制御導管 26 により左右後輪用の 3 ポート 2 位置切換型の電磁式の制御弁 28 に接続されている。制御弁 28 は導管 30 により左後輪用のブレーキ油圧制御装置 32 及び右後輪用のブレーキ油圧制御装置 34 に接続されている。

【0033】また制動装置 10 はリザーバ 36 に貯容されたブレーキオイルを汲み上げ高圧のオイルとして高圧導管 38 へ供給するオイルポンプ 40 を有している。高圧導管 38 はハイドロブースタ 16 に接続されると共に、前輪用の切換弁 42 及び後輪用の切換弁 44 に接続されており、高圧導管 38 の途中にはオイルポンプ 40 より吐出される高圧のオイルをアキュムレータ 46 として蓄圧するアキュムレータ 46 が接続されている。図示の如く切換弁 42 及び 44 も 3 ポート 2 位置切換型の電磁式の切換弁である。

【0034】左右前輪用のブレーキ油圧制御装置 20 及び 22 はそれぞれ対応する車輪に対する制動力を制御す

るホイールシリンダ4 8 FL及び4 8 FRと、3ポート2位置切換え型の電磁式の制御弁5 0 FL及び5 0 FRと、リザーバ3 6に接続されたリターン通路としての低圧導管5 2とハイドロブースタ1 6の吐出ポートとの間に接続されたレギュレータ圧供給導管5 3の途中に設けられた常開型の電磁式の開閉弁5 4 FL及び5 4 FR及び常閉型の電磁式の開閉弁5 6 FL及び5 6 FRとを有している。それぞれ開閉弁5 4 FL、5 4 FRと開閉弁5 6 FL、5 6 FRとの間のレギュレータ圧供給導管5 3は接続導管5 8 FL、5 8 FRにより制御弁5 0 FL、5 0 FRに接続されている。

【0 0 3 5】左右後輪用のブレーキ油圧制御装置3 2、3 4は制御弁2 8と低圧導管5 2との間にて導管3 0の途中に設けられた常開型の電磁式の開閉弁6 0 RL、6 0 RR及び常閉型の電磁式の開閉弁6 2 RL、6 2 RRと、それぞれ対応する車輪に対する制動力を制御するホイールシリンダ6 4 RL、6 4 RRとを有し、ホイールシリンダ6 4 RL、6 4 RRはそれぞれ接続導管6 6 RL、6 6 RRにより開閉弁6 0 RL、6 0 RRと開閉弁6 2 RL、6 2 RRとの間の導管3 0に接続されている。

【0 0 3 6】制御弁5 0 FL及び5 0 FRはそれぞれ前輪用のブレーキ油圧制御導管1 8とホイールシリンダ4 8 FL及び4 8 FRとを連通接続し且つホイールシリンダ4 8 FL及び4 8 FRと接続導管5 8 FL及び5 8 FRとの連通を遮断する図示の第一の位置と、ブレーキ油圧制御導管1 8とホイールシリンダ4 8 FL及び4 8 FRとの連通を遮断し且つホイールシリンダ4 8 FL及び4 8 FRと接続導管5 8 FL及び5 8 FRとを連通接続する第二の位置とに切替わるようになっている。

【0 0 3 7】レギュレータ圧供給導管5 3と左右後輪用制御弁2 8との間には左右後輪用のレギュレータ圧供給導管6 8が接続されており、制御弁2 8はそれぞれ後輪用のブレーキ油圧制御導管2 6と開閉弁6 0 RL、6 0 RRとを連通接続し且つ開閉弁6 0 RL、6 0 RRとレギュレータ圧供給導管6 8との連通を遮断する図示の第一の位置と、ブレーキ油圧制御導管2 6と開閉弁6 0 RL、6 0 RRとの連通を遮断し且つ開閉弁6 0 RL、6 0 RRとレギュレータ圧供給導管6 8とを連通接続する第二の位置とに切替わるようになっている。

【0 0 3 8】制御弁5 0 FL、5 0 FR、2 8はマスタシリンダ圧遮断弁として機能し、これらの制御弁が図示の第一の位置にあるときにはホイールシリンダ4 8 FL、4 8 FR、6 4 RL、6 4 RRが導管1 8、2 6と連通接続され、各ホイールシリンダへマスタシリンダ圧が供給されることにより、各輪の制動力が運転者によるブレーキペダル1 2の踏み込み量に応じて制御され、制御弁5 0 FL、5 0 FR、2 8が第二の位置にあるときには各ホイールシリンダはマスタシリンダ圧より遮断される。

【0 0 3 9】また切換弁4 2及び4 4はホイールシリンダ4 8 FL、4 8 FR、6 4 RL、6 4 RRへ供給される油圧をアクチュエータ圧とレギュレータ圧との間にて切換える

機能を果し、制御弁5 0 FL、5 0 FR、2 8が第二の位置に切換えられ且つ開閉弁5 4 FL、5 4 FR、6 0 RL、6 0 RR及び開閉弁5 6 FL、5 6 FR、6 2 RL、6 2 RRが図示の位置にある状態にて切換弁4 2及び4 4が図示の第一の位置に維持されるときには、ホイールシリンダ4 8 FL、4 8 FR、6 4 RL、6 4 RRへレギュレータ圧が供給されることにより各ホイールシリンダ内の圧力がレギュレータ圧にて制御され、これによりブレーキペダル1 2の踏み込み量及び他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧がレギュレータ圧による増圧モードにて制御される。

【0 0 4 0】尚各弁がレギュレータ圧による増圧モードに切換え設定されても、ホイールシリンダ内の圧力がレギュレータ圧よりも高いときには、ホイールシリンダ内のオイルが逆流し、制御モードが増圧モードであるにも拘らず実際の制動圧は低下する。

【0 0 4 1】また制御弁5 0 FL、5 0 FR、2 8が第二の位置に切換えられ且つ開閉弁5 4 FL、5 4 FR、6 0 RL、6 0 RR及び開閉弁5 6 FL、5 6 FR、6 2 RL、6 2 RRが図示の位置にある状態にて切換弁4 2及び4 4が第二の位置に切換えられると、ホイールシリンダ4 8 FL、4 8 FR、6 4 RL、6 4 RRへアクチュエータ圧が供給されることにより各ホイールシリンダ内の圧力がレギュレータ圧よりも高いアクチュエータ圧にて制御され、これによりブレーキペダル1 2の踏み込み量及び他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧がアクチュエータ圧による増圧モードにて制御される。

【0 0 4 2】更に制御弁5 0 FL、5 0 FR、2 8が第二の位置に切換えられた状態にて開閉弁5 4 FL、5 4 FR、6 0 RL、6 0 RRが第二の位置に切換えられ、開閉弁5 6 FL、5 6 FR、6 2 RL、6 2 RRが図示の状態に制御されると、切換弁4 2及び4 4の位置に拘らず各ホイールシリンダ内の圧力が保持され、制御弁5 0 FL、5 0 FR、2 8が第二の位置に切換えられた状態にて開閉弁5 4 FL、5 4 FR、6 0 RL、6 0 RR及び開閉弁5 6 FL、5 6 FR、6 2 RL、6 2 RRが第二の位置に切換えられると、切換弁4 2及び4 4の位置に拘らず各ホイールシリンダ内の圧力が減圧され、これによりブレーキペダル1 2の踏み込み量及び他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧が減圧モードにて制御される。

【0 0 4 3】切換弁4 2及び4 4、制御弁5 0 FL、5 0 FR、2 8、開閉弁5 4 FL、5 4 FR、6 0 RL、6 0 RR及び開閉弁5 6 FL、5 6 FR、6 2 RL、6 2 RRは後に詳細に説明する如く電気式制御装置7 0により制御される。電気式制御装置7 0はマイクロコンピュータ7 2と駆動回路7 4となりておあり、マイクロコンピュータ7 2は図1には詳細に示されていないが例えば中央処理ユニット(CPU)と、リードオンリーメモリ(ROM)と、ランダムアクセスメモリ(RAM)と、入出力ポート装置とを有し、これらが双方性のコモンバスにより互いに

9

接続された一般的な構成のものであってよい。

【0044】マイクロコンピュータ72の入出力ポート装置には車速センサ76より車速Vを示す信号、実質的に車体の重心に設けられた横加速度センサ78より車体の横加速度Gyを示す信号、ヨーレートセンサ80より車体のヨーレートγを示す信号、操舵角センサ82より操舵角θを示す信号、実質的に車体の重心に設けられた前後加速度センサ84より車体の前後加速度Gxを示す信号、車輪速センサ86FL～86RRよりそれぞれ左右前輪及び左右後輪の車輪速(周速)Vwi(i=f1, fr, r1, rr)を示す信号が入力されるようになっている。尚横加速度センサ78及びヨーレートセンサ80等は車輛の左旋回方向を正として横加速度等を検出し、前後加速度センサ84は車輛の加速方向を正として前後加速度を検出するようになっている。

【0045】またマイクロコンピュータ72のROMは後述の如く種々の制御フロー及びマップを記憶しており、CPUは上述の種々のセンサにより検出されたパラメータに基づき後述の如く種々の演算を行い、車輛の旋回挙動を判定すると共に、車輛の旋回挙動を安定化させるための各車輪の目標制動力を演算し、その演算結果に基づき各車輪の制動力を制御するようになっている。

【0046】尚図1には示されていないが、マイクロコンピュータ72にはトラクションコントロール(TRC)装置よりトラクションコントロールの制御指令信号、エンジンのスロットル開度を検出するセンサよりスロットル開度δを示す信号、マスターシリンダ14内の圧力を検出する圧力センサより制動油圧Pbを示す信号が入力されるようになっており、電気式制御装置70はトラクションコントロール装置よりの指令信号に基づき必要に応じて後輪の制動力を制御するようになっている。

【0047】次に図2に示されたゼネラルフローチャートを参照して車輛の挙動制御の概要について説明する。尚図2に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【0048】まずステップ50に於いては車速センサ76により検出された車速Vを示す信号等の読み込みが行われ、ステップ100に於いては横加速度Gyと車速V及びヨーレートγの積V*γとの偏差Gy - V*γとして横加速度の偏差、即ち車輛の横すべり加速度Vydが演算され、この横加速度の偏差Vydが積分されることにより車体の横すべり速度Vyが演算され、車体の前後速度Vx(=車速V)に対する車体の横すべり速度Vyの比Vy/Vxとして車輛の重心に於ける車体のスリップ角βが演算される。またgを重力加速度として例えば下記の数3に従って車輪に対する路面の摩擦係数μが推定演算される。尚車体のスリップ角β及び車輪の横すべり加速度Vydは測定値であってもよい。

$$[\text{数3}] \mu = (G_x^2 + G_y^2)^{1/2} / g$$

10

【0049】ステップ150に於いては後述の如く図3に示されたフローチャートに従って車輛のスピンドルの度合を示すスピンドルバリューSV及び車輪のドリフトアウトの度合を示すドリフトバリュードVが演算され、これらに基づきそれぞれスピンドル制御量Cs及びドリフト制御量Cdが演算され、これら制御量の和としてトータル制御量Ctが演算される。

【0050】ステップ200に於いては図4及び図5に示されたフローチャートに従って目標ヨーモーメント制御量Mtが演算され、ステップ250に於いては図6に示されたフローチャートに従って目標付加減速度dGxtが演算され、ステップ300に於いては図7に示されたフローチャートに従って目標ヨーモーメント制御量Mt及び目標付加減速度dGxtに基づき各輪の目標スリップ率Rstiが演算され、ステップ350に於いては図8に示されたフローチャートに従って各輪の制動力を制御するための基準輪、即ち非制御輪が選択される。

【0051】ステップ400に於いてはVbをステップ350に於いて選択された基準輪の車輪速として下記の数4に従って各輪の目標車輪速Vwtiが演算される。

$$[\text{数4}] V_{wti} = V_b * (1 - R_{sti})$$

【0052】ステップ450に於いては各輪のデューティ比Driが下記の数5に従って演算される。尚下記の数5に於いて、Kp及びKdは車輪速フィードバック制御に於ける比例項及び微分項の比例定数である。

$$[\text{数5}] Dri = K_p * (V_{wi} - V_{wti}) + K_d * d(V_{wi} - V_{wti}) / dt$$

【0053】ステップ500に於いては切換弁42、44及び制御弁28、50FL、50FRに対し制御信号が出力されることによってその制御弁が第二の位置に切換え設定されると共に、同じく各輪の開閉弁に対しデューティ比Driに対応する制御信号が出力されることによりホイールシリンダ48FL、48FR、66RL、66RRに対するアクチュエータ圧の給排が制御され、これにより各輪の制動圧が制御される。

【0054】この場合デューティ比Driが負の基準値と正の基準値との間の値であるときには上流側の開閉弁が第二の位置に切換え設定され且つ下流側の開閉弁が第一の位置に保持されることにより、対応するホイールシリンドラ内の圧力が保持され、デューティ比が正の基準値以上の場合には上流側及び下流側の開閉弁が図1に示された位置に制御されることにより、対応するホイールシリンダ内の圧力が増圧され、デューティ比が負の基準値以下であるときには上流側及び下流側の開閉弁が第二の位置に切換え設定されることにより、対応するホイールシリンダ内のブレーキオイルが低圧導管52へ排出され、これにより該ホイールシリンダ内の圧力が減圧される。

【0055】次に図3に示されたフローチャートを参照

50

11

してスピナリュースV、ドリフトバリュードV、トータル制御量Ct の演算ルーチンについて説明する。

【0056】まずステップ152に於いてはMを車両の質量とし、図17に示されている如くHをホイールベースとし、Lf 及びLr をそれぞれ車両の重心Pg と車両の前輪車軸100及び後輪車軸102との間の距離とし、Cr を後輪のコーナリングパワーとして、線形理論に於いて車体のスリップ角が0になる位置P0までの車両の重心Pg からの前後方向の距離Zp (車両後方が正) が下記の数6に従って演算される。

$$\text{【数6】 } Z_p = L_r * \{ 1 - (2^{1/2} M * L_f * V^2) / (H * L_r * C_r) \}$$

【0057】ステップ154に於いては位置P0よりLp/2 (Lp は正の定数) の範囲内に於いて車体のスリップ角が最小値になる位置までの車両の重心Pg からの前後方向の距離αが下記の数7に従って演算される。

$$\text{【数7】 } \alpha = Z_p + L_p * \Theta [(-V * \beta / \gamma - Z_p) / L_p] / 2$$

【0058】尚距離αは、図9に示されたグラフ、即ち-V * β / γを横軸としαを縦軸とする直交座標に於いて、直線状の傾斜部が原点を通り傾きが1である直線に沿って延在し、上限及び下限がそれぞれZp + Lp/2、Zp - Lp/2であるグラフに対応するマップより演算されてもよい。

【0059】ステップ156に於いては下記の数8に従って車両の重心Pg より距離αの位置に於ける車体のスリップ角βs が演算される。

$$\text{【数8】 } \beta_s = \beta + \alpha * \gamma / V$$

【0060】ステップ158に於いては上述のステップ156に於いて演算された車体のスリップ角βs 及び車両の横すべり加速度Vydに基づきKs を正の定数として下記の数9に従ってスピナリュースVが演算される。

$$\text{【数9】 } S_V = \beta_s * K_s * Vyd$$

【0061】尚それぞれ数8及び数9の演算に供される車両の重心に於ける車体のスリップ角β 及び車両の横すべり加速度Vydは上述のステップ50に於いて演算された値であつてよいが、これらは測定値であつてもよい。

【0062】ステップ160に於いてはKh をスタビティファクタとしRg をステアリングギヤ比として下記の数10に従って目標ヨーレートrc が演算されると共に、Tを時定数とし s をラプラス演算子として下記の数11に従って基準ヨーレートrt が演算される。

【0063】

$$\text{【数10】 } r_c = V * \theta / (1 + K_h * V^2) * H / R_g$$

$$\text{【数11】 } r_t = r_c / (1 + T * s)$$

【0064】ステップ162に於いては下記の数12又は数13に従ってドリフトバリュードVが演算される。

【0065】

$$\text{【数12】 } D_V = H * (1 + K_h * V^2) * (r_t -$$

12

$$\gamma) / V - \beta_s$$

$$\text{【数13】 } D_V = H * (\gamma_t - \gamma) / V$$

【0066】尚ドリフトバリュードVは前輪のスリップ角βf に設定されてもよいが、基準ヨーレートrt は実ヨーレートγよりできるだけ乖離しないよう数10及び数11に従って演算されるので、ドリフトバリューが前輪のスリップ角βf に設定される場合に比して不必要な制動制御を低減することができる。

【0067】ステップ164に於いてはスピナリュースVの絶対値に基づき図10に示されたグラフに対応するマップよりスピナリュースVが演算され、同様にステップ166に於いてはドリフトバリュードVの絶対値に基づき図11に示されたグラフに対応するマップよりドリフト制御量Cd が演算され、ステップ168に於いてはスピナリュースVとドリフト制御量Cd の和としてトータル制御量Ct が演算される。

【0068】尚トータル制御量Ct は、Cs 及びCd の一方が他方よりも遙かに大きいときにはその大きい方の値が強調され、Cs 及びCd が互いに近い値であるときにはそれらの平均値よりも大きい値になるよう、下記の数14に従って演算されてもよい。またトータル制御量Ct は下記の数15に従ってCs 及びCd の何れか大きい方の値に設定されてもよい。

【0069】

$$\text{【数14】 } C_t = C_s + C_d - C_s * C_d$$

$$\text{【数15】 } C_t = C_s \quad (C_s > C_d) \quad C_t = C_d \quad (C_d > C_s)$$

【0070】次に図4に示されたフローチャートを参照して目標ヨーモーメント制御量Mt 演算ルーチンについて説明する。

【0071】まずステップ202に於いてはトラクションコントロール中であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ204に於いて限界後輪スリップ角がカード値演算の基準値βrlb として下記の数16に従って演算され、肯定判別が行われたときにはステップ206に於いて限界後輪スリップ角βrlb が下記の数17に従って演算される。尚下記の数16及び数17に於いてa1、a2 及びb1 及びb2 はそれぞれ正の定数であり、トラクションコントロール中の場合には後輪タイヤの横力の余裕が小さく限界後輪スリップ角も小さくなるので、各定数はa1 > a2 、 b1 > b2 の関係を有する。

【0072】

$$\text{【数16】 } \beta_{rlb} = a_1 * \mu + b_1$$

$$\text{【数17】 } \beta_{rlb} = a_2 * \mu + b_2$$

【0073】尚タイヤの特性を考えると限界後輪スリップ角βrlb は路面の摩擦係数μに比例するが、路面の摩擦係数の推定精度に限界があること、及び路面の摩擦係数が低い場合にも車両の旋回時に若干多めのスリップ角がついた方が車両の乗員に安心感が与えられる等の理由

13

から、上記数 1 6 及び数 1 7 に於いて b_1 及び b_2 が正の定数として設定される。

【0 0 7 4】ステップ 2 0 8 及び 2 1 0 に於いてはそれぞれ K_{t1} 及び K_{t2} を正の定数として後輪の目標スリップ角の比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} に対するガード値 β_{rl1} 及び β_{rl2} が下記の数 1 8 及び 1 9 に従って演算される。

【0 0 7 5】

【数 1 8】 $\beta_{rl1} = K_{t1} * \beta_{rlb}$ 【数 1 9】 $\beta_{rl2} = K_{t2} * \beta_{rlb}$

【0 0 7 6】ステップ 2 1 2 に於いては車輌の横加速度 G_y のモデル値 G_{yt} が下記の数 2 0 に従って演算され、ステップ 2 1 4 に於いてはモデル値 G_{yt} の微分値 G_{ytd} が演算される。

【数 2 0】

 $G_{yt} = V^2 * \theta / [(1 + K_h * V^2) R_g * H]$

【0 0 7 7】ステップ 2 1 6 に於いては車輌の横加速度のモデル値 G_{yt} とその微分値 G_{ytd} とが互いに異符号であるか否かの判別、即ち運転者による切り戻し操舵が行われているか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 2 3 2 へ進み、否定判別が行われたときにはステップ 2 1 8 へ進む。

【0 0 7 8】ステップ 2 1 8 に於いては車体のヨーレート γ と操舵角 θ とが互いに異符号であるか否かの判別、即ち運転者によるカウンタステアが行われているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 2 2 2 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 2 2 0 に於いて時定数 T が T_2 (正の定数) にセットされた後ステップ 2 2 8 へ進む。

【0 0 7 9】ステップ 2 2 2 に於いては時定数 T が T_0 (正の定数) を越えているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 2 2 4 に於いて時定数 T が T_0 にセットされた後ステップ 2 2 8 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 2 2 6 に於いて時定数 T が ΔT (微小な正の定数) デクリメントされた後ステップ 2 2 8 へ進む。尚正の定数 T_0 、 T_2 及び後述のステップ 2 3 2 及び 2 3 4 の演算に於いて使用される時定数 T_1 (正の定数) は $T_2 > T_0 > T_1$ の関係を満たしている。

【0 0 8 0】ステップ 2 2 8 に於いては後輪の目標スリップ角の比例項成分 β_{rt1} が下記の数 2 1 に従って演算され、ステップ 2 3 0 に於いては後輪の目標スリップ角の微分項成分 β_{rt2} が下記の数 2 2 に従って演算される。

【0 0 8 1】

【数 2 1】 $\beta_{rt1} = G_{yt} / (1 + T * s)$ 【数 2 2】 $\beta_{rt2} = G_{ytd} / (1 + T * s)$

【0 0 8 2】同様にステップ 2 3 2 に於いては後輪の目標スリップ角の比例項成分 β_{rt1} が下記の数 2 3 に従って演算され、ステップ 2 3 4 に於いては後輪の目標スリ

14

ップ角の微分項成分 β_{rt2} が下記の数 2 4 に従って演算される。

【0 0 8 3】

【数 2 3】 $\beta_{rt1} = G_{yt} / (1 + T * s)$ 【数 2 4】 $\beta_{rt2} = G_{ytd} / (1 + T * s)$

【0 0 8 4】ステップ 2 3 6 に於いては比例項成分 β_{rt1} がそのガード値 β_{rl1} によりガード処理され、ステップ 2 3 8 に於いては微分項成分 β_{rt2} がそのガード値 β_{rl2} によりガード処理され、ステップ 2 4 0 に於いては

10 後輪の目標スリップ角 β_{rt} が下記の数 2 5 に従って β_{rt1} 及び β_{rt2} の和として演算される。

【数 2 5】 $\beta_{rt} = \beta_{rt1} + \beta_{rt2}$

【0 0 8 5】ステップ 2 4 2 に於いては下記の数 2 6 に従って後輪のスリップ角 β_r が演算され、またその微分値 β_{rd} が演算されると共に、Kを正の定数として $\beta_r + K * \beta_{rd}$ をBとすると、Bの大きさに応じて下記の数 2 7 に従って目標ヨーモーメント M_t の第一の成分 M_1 、即ち後輪のスリップ角 β_r と後輪の目標スリップ角 β_{rt} との偏差に基づく成分が演算される。尚数 2 7 及び後述の数 2 8 に於いて M_01 及び M_02 は正の定数である。

【0 0 8 6】

【数 2 6】 $\beta_r = \beta + L_r * \gamma / V$ 【数 2 7】 $|B| > \beta_{rl}$ のとき $M_1 = M_01 * (\beta_r + K * \beta_{rd})$ $\beta_{rl} < B < \beta_{rt}$ のとき $M_1 = \{\beta_{rl} * M_01 / (\beta_{rl} - \beta_{rt})\} (\beta_r - \beta_{rt} + K * \beta_{rd})$ $-\beta_{rl} < B < \beta_{rt}$ のとき $M_1 = \{\beta_{rl} * M_01 / (\beta_{rl} + \beta_{rt})\} (\beta_r - \beta_{rt} + K * \beta_{rd})$

20 【0 0 8 7】尚目標ヨーモーメント M_t の第一の成分 M_1 は $\beta_r + K * \beta_{rd}$ を横軸とし第一の成分 M_1 を縦軸とする図 1 3 に示されたグラフに対応するマップより演算されてもよい。

【0 0 8 8】ステップ 2 4 4 に於いては下記の数 2 8 に従って目標ヨーモーメント M_t の第二の成分 M_2 、即ち基準ヨーレート γ_t と実ヨーレート γ との偏差に基づく成分が演算される。

【数 2 8】 $M_2 = M_02 * H * (\gamma_t - \gamma) / V$

40 【0 0 8 9】ステップ 2 4 6 に於いてはスピナバリュー SV の絶対値に基づき図 1 4 に示されたグラフに対応するマップより第二の成分 M_2 の重み W_y が演算され、ステップ 2 4 8 に於いては下記の数 2 9 に従って第一の成分 M_1 及び第二の成分 M_2 の線形和として目標ヨーモーメント M_t が演算される。

【数 2 9】

 $M_t = \mu * C_t * \{(1 - W_y) * M_1 + W_y * M_2\}$

【0 0 9 0】次に図 6 に示されたフローチャートを参照して目標付加減速度 dG_{xt} 演算ルーチンについて説明する。

15

【0091】まずステップ252に於いてはスロットル開度 ϕ 又は制動油圧 P_b に基づき図15に示されたグラフに対応するマップより運転者の目標減速度 G_{xt} が演算される。尚図15に於いて P_{bo} はハイドロブースタ16のアシスト限界油圧であり、制動油圧が P_{bo} を越えるときにはハイドロブースタのアシスト切れ分が補正される。

【0092】ステップ254に於いては運転者の目標減速度 G_{xt} 及び路面の摩擦係数 μ に基づき図16に示されたグラフに対応するマップより付加減速度の基準値 dG_{xt0} が演算され、ステップ256に於いては下記の数30に従って目標付加減速度 dG_{xt} が演算される。

【数30】 $dG_{xt} = \mu * C_t * dG_{xt0}$

$$\begin{aligned} F_{xtfl} &= M_t * \{ 1 / (Tr * \cos \theta - a * \sin \theta) + dG_{xtf} \} \\ &\quad * K_f * (1 - Gy / Gwy - Gx / Gwx) \\ F_{xtfr} &= -M_t * \{ 1 / (Tr * \cos \theta + a * \sin \theta) + dG_{xtf} \} \\ &\quad * K_f * (1 + Gy / Gwy - Gx / Gwx) \\ F_{xtrl} &= M_t * \{ 1 / Tr + dG_{xtf} \} \\ &\quad * (1 - K_f) * (1 - Gy / Gwy + Gx / Gwx) \\ F_{xtrr} &= -M_t * \{ 1 / Tr + dG_{xtf} \} \\ &\quad * (1 - K_f) * (1 + Gy / Gwy + Gx / Gwx) \end{aligned}$$

【0095】ステップ304に於いては制動力よりスリップ率への換算定数を K_{fs} として下記の数32に従って各輪の目標スリップ率 R_{sti} ($i=f_l, f_r, r_l, r_r$)が演算される。

【数32】 $R_{sti} = F_{xtr} * K_{fs}$

【0096】次に図8に示されたフローチャートを参照して基準輪選択ルーチンについて説明する。

【0097】まずステップ352に於いては目標付加減速度 dG_{xt} が負であるか否かの判別、即ち制動油圧の減圧制御時であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ354へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ360へ進む。

【0098】ステップ354に於いては車輌の横加速度 G_y と目標ヨーモーメント M_t との積 $G_y * M_t$ が正であるか否かの判別、即ち目標ヨーモーメントが旋回補助方向のヨーモーメントであるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ356へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ358へ進む。ステップ360に於いてもステップ354と同様の判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ362へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ364へ進む。

【0099】ステップ356及び364に於いては旋回内側前輪の目標スリップ率 R_{fti} が0に設定されることにより旋回内側前輪が基準輪に選択され、ステップ358及び362に於いては旋回外側前輪の目標スリップ率 R_{sti} が0に設定されることにより基準輪が旋回外側前輪に設定される。尚旋回内側又は外側の判別は例えば車輌のヨーレート γ 又は横加速度 G_y の符号により行われ

50

16

【0093】次に図7に示されたフローチャートを参照して各輪の目標スリップ率 R_{sti} 演算ルーチンについて説明する。

【0094】まずステップ302に於いては a を正の定数とし、 K_f を前輪の配分比($0 < K_f < 1$)とし、 dG_{xtf} を $g * m * dG_{xt}$ (g は重力加速度、 m を各車輪に作用する車体の質量)とし、左前後輪又は右前後輪の接地荷重が0になるときの車輌の横加速度を G_{wy} (正の定数)とし、左右後輪の接地荷重が0になるときの車輌の前後加速度を G_{wx} (正の定数)とし、 Tr を車輌のトレッドとして下記の数31に従って各輪の目標制動力 F_{xti} ($i=f_l, f_r, r_l, r_r$)が演算される。

【数31】

$$\begin{aligned} F_{xtfl} &= M_t * \{ 1 / (Tr * \cos \theta - a * \sin \theta) + dG_{xtf} \} \\ &\quad * K_f * (1 - Gy / Gwy - Gx / Gwx) \\ F_{xtfr} &= -M_t * \{ 1 / (Tr * \cos \theta + a * \sin \theta) + dG_{xtf} \} \\ &\quad * K_f * (1 + Gy / Gwy - Gx / Gwx) \\ F_{xtrl} &= M_t * \{ 1 / Tr + dG_{xtf} \} \\ &\quad * (1 - K_f) * (1 - Gy / Gwy + Gx / Gwx) \\ F_{xtrr} &= -M_t * \{ 1 / Tr + dG_{xtf} \} \\ &\quad * (1 - K_f) * (1 + Gy / Gwy + Gx / Gwx) \end{aligned}$$

てよい。

【0100】かくして図示の実施形態に於いては、ステップ100に於いて車体のスリップ角 β 及び車輪に対する路面の摩擦係数 μ が推定演算され、ステップ150に於いて車輌のスピンドルの度合を示すスピンドルバリューSV及び車輌のドリフトアウトの度合を示すドリフトバリュードVが演算され、これらに基づきそれぞれスピンドル制御量 C_s 及びドリフト制御量 C_d が演算され、車輌の旋回挙動の不安定度合を示すトータル制御量 C_t が二つの制御量の和 C_s 及び C_d として演算される。

【0101】またステップ200に於いて目標ヨーモーメント制御量 M_t が演算され、ステップ250に於いて目標付加減速度 dG_{xt} が演算され、ステップ300に於いて目標ヨーモーメント制御量 M_t 及び目標付加減速度 dG_{xt} に基づき各輪の目標スリップ率 R_{sti} が演算され、ステップ350に於いて各輪の制動力を制御するための基準輪が選択され、ステップ400に於いて各輪の目標車輪速 V_{wti} が演算され、ステップ450に於いてデューティ比 D_{ri} が演算され、ステップ500に於いて各輪の制御弁及び開閉弁に対し制御信号が送出されることによりデューティ比 D_{ri} に応じて各輪の制動圧が制御される。

【0102】特にステップ202～210に於いてそれぞれ後輪の目標スリップ角の比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} に対するガード値 β_{rl1}, β_{rl2} が演算され、ステップ212に於いて運転者の希望する旋回度合を示す車輌の横加速度 G_y のモデル値 G_{yt} が演算され、ステップ216～240に於いてモデル値 G_{yt} に基づき後輪の目標スリップ角 β_{rt} が演算され、ステップ242

17

に於いて後輪の目標ヨーモーメント M_t の第一の成分 M_1 が後輪のスリップ角 β_r 及び後輪のスリップ角速度 $\dot{\beta}_r$ に基づき後輪のスリップ角 β_r を目標スリップ角 β_{rt} とするためのヨーモーメントの P D 制御量として演算されるので、後輪のスリップ角を運転者の希望する旋回度合により定まる目標スリップ角とするヨーモーメントが車輛に与えられるよう各輪の制動力を制御することができ、これによりスピンドル又はドリフトアウトが単独で発生する状況は勿論のこと、これらが同時に発生する状況に於いても車輛の旋回挙動を適切に制御することができる。

【0103】またこの場合ステップ218に於いて運転者によりカウンタステアが行われているか否かが判別され、カウンタステアが行われているときにはステップ220に於いて時定数 T が大きい値 T_2 にセットされることにより、挙動制御の応答性が低下され、後輪の目標スリップ角 β_{rt} の大きさが低減されるので、カウンタステアによる挙動制御への悪影響を低減し、カウンタステアを反映した挙動制御による挙動の悪化を抑制することができる。

【0104】またステップ216に於いて運転者により切り戻し操舵が行われているか否かが判別され、切り戻し操舵が行われているときにはステップ232及び234に於いて時定数 T が小さい値 T_1 にセットされることにより、挙動制御の応答性が向上され、後輪の目標スリップ角 β_{rt} の大きさが増大されるので、切り戻し操舵による挙動制御への好ましい影響を増大させ、車輛の挙動を速やかに安定化させることができる。

【0105】またそれぞれステップ228及び230又はステップ232及び234に於いて後輪の目標スリップ角の比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} がモデル値 Gyt に基づいて演算され、それぞれステップ236及び238に於いて比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} がそのガード値 β_{rl1} 、 β_{rl2} にてガード処理され、ステップ240に於いて後輪の目標スリップ角 β_{rt} が比例項成分 β_{rt1} 及び微分項成分 β_{rt2} の和として演算されるので、後輪の目標スリップ角が過大になることに起因して車輛の挙動が却って悪化することを防止することができる。

【0106】またステップ216に於いて運転者による切り戻し操舵が行われていない旨の判別が行われ、ステップ218に於いて運転者によるカウンタステアが行われていない旨の判別が行われると、ステップ226に於いて時定数 T が漸次低減されると共にステップ222及び224に於いて時定数 T が T_0 以下にならないようガード処理されるので、例えば運転者によりカウンタステア後に不適切な操舵操作が行われても、その不適切な操舵操作を反映した挙動制御による挙動の悪化を抑制することができる。

【0107】またステップ202～206に於いてガード

18

ド値演算の基準値としての限界後輪スリップ角 β_{rlb} は車輛がトラクションコントロール中であり後輪に制動力が与えられているときには小さく演算されるので、車輛がトラクションコントロール中であるか否かに応じて後輪の目標スリップ角 β_{rt} の比例項成分及び微分項成分を適切にガード処理し、これにより目標ヨーモーメント M_t を適正に演算することができる。

【0108】またステップ244に於いて目標ヨーモーメント M_t の第二の成分 M_2 がヨーレート偏差に基づいて演算され、ステップ248に於いて目標ヨーモーメント M_t が第一の成分 M_1 と第二の成分 M_2 との線形和として演算されるが、第二の成分の重み Wy はスピンドル又はドリフトアウトを良好に低減することができ、逆にスピンドルの程度が高いときには第一の成分 M_1 の比重を高くして目標ヨーモーメント M_t を演算し、これによりドリフトアウトを良好に低減することができ、逆にスピンドルの程度が高いときには第一の成分 M_1 の比重を高くして目標ヨーモーメントを演算し、これによりスピンドルを確実に低減することができる。

【0109】また目標ヨーモーメント M_t はステップ248に於いて路面の摩擦係数 μ を第一の成分 M_1 及び M_2 の線形和に対する係数として演算されるので、路面の摩擦係数が低いほど小さい値に演算され、このことによつても路面の摩擦係数に応じて目標ヨーモーメントを適切に演算することができる。

【0110】また図示の実施形態によれば、ステップ152～168に於いて車輛の旋回挙動の不安定度合を示すトータル制御量 C_t が演算され、ステップ248に於いてトータル制御量が高いほど目標ヨーモーメント M_t が大きくなるよう演算されるので、車輛の旋回挙動の不安定度合が高いほど車輛に大きいヨーモーメントを与えることができ、これにより旋回挙動の不安定度合が高い場合にも旋回挙動を確実に安定化させることができます。

【0111】また図示の実施形態によればステップ152に於いて線形理論に於いて車体のスリップ角が0になる位置 P_0 までの車輛の重心 P_g からの前後方向の距離 Z_p が演算され、ステップ154に於いて位置 P_0 よりそれぞれ車輛前後方向に $L_p/2$ の範囲内に於いて車体のスリップ角が最小値になる位置までの車輛の重心 P_g からの前後方向の距離 α が演算され、この α に基づいてステップ156により車体のスリップ角 β_s が演算されるので、車体のスリップ角が車輛の重心に於けるスリップ角として演算される場合に比して、スピンドル又はドリフトアウトを正確に演算し、これにより車輛の不安定度合を示すトータル制御量 C_t を正確に演算することができる。

【0112】以上に於ては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかである。

う。

【0113】例えは図示の実施形態に於いては、目標旋回量は後輪の目標スリップ角 β_{rt} であるが、少なくとも操舵角に基づく状態量の比例項成分及び微分項成分を含む目標値であればよく、例えば目標ヨーレート等であつてもよい。

【0114】また図示の実施形態に於いては、ステップ242に於いて目標ヨーモーメント M_t の第一の成分 M_1 は後輪のスリップ角 β_{rt} 及びその微分値 β_{rd} に基づき演算されるようになっているが、微分値 β_{rd} の代わりに車体のスリップ角の微分値 β_{sd} が使用されてもよい。

【0115】更に図示の実施形態に於いては、各輪の制動力が制御されることによって車輛に必要なヨーモーメントが与えられ、これにより車輛の挙動が安定化されるようになっているが、ヨーモーメントは各輪の駆動力又は各輪の制動力及び駆動力が制御されることにより発生されてもよい。

【0116】

【発明の効果】以上の説明より明らかである如く、本発明の請求項1の構成によれば、運転者の操舵操作がカウンタステア状態にあるときには、挙動制御の応答性が低下されるので、運転者による不適切な操舵操作であるカウンタステアの影響を挙動制御に反映しにくくし、これによりカウンタステアによる挙動制御への悪影響を低減することができる。

【0117】また本発明の請求項2の構成によれば、運転者の操舵操作が切り戻し操舵状態にあるときには、挙動制御の応答性が向上されるので、運転者による適切な操舵操作である切り戻し操舵の影響を挙動制御に反映し易くし、これにより切り戻し操舵による挙動制御への好ましい影響を増大させることができる。

【0118】また本発明の請求項3の構成によれば、運転者の操舵操作に応じて挙動制御の応答性を変化させることを確実に且つ簡単に行うことができる。

【0119】更に本発明の請求項4の構成によれば、時定数はその減少時にはガード処理され、過剰に小さくなることが防止されるので、カウンタステア後の運転者の不適切な操舵操作の影響を挙動制御に反映しにくくし、これによりカウンタステア後の不適切な操舵操作による挙動制御への悪影響を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による挙動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電気式制御装置を示す概略構成図である。

【図2】本発明による挙動制御装置の一つの実施形態により達成される挙動制御の概要を示すゼネラルフローチャートである。

【図3】図示の実施形態に於けるスピナバリューSV及びドリフトバリューDVの演算ルーチンを示すフローチ

ャートである。

【図4】図示の実施形態に於ける目標ヨーモーメント M_t の演算ルーチンの前半を示すフローチャートである。

【図5】図示の実施形態に於ける目標ヨーモーメント M_t の演算ルーチンの後半を示すフローチャートである。

【図6】図示の実施形態に於ける目標付加減速度 $dGxt$ の演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】図示の実施形態に於ける各輪の目標スリップ率 $Rsti$ の演算ルーチンを示すフローチャートである。

10 【図8】図示の実施形態に於ける基準輪選択ルーチンを示すフローチャートである。

【図9】 $-V * \beta / \gamma$ と距離 α との間の関係を示すグラフである。

【図10】スピナバリューSVの絶対値とスピナ制御量 C_s との間の関係を示すグラフである。

【図11】ドリフトバリューDVの絶対値とドリフト制御量 C_d との間の関係を示すグラフである。

【図12】後輪の目標スリップ角を演算するための基準値 β_{fs} と後輪の目標スリップ角 β_{rt} との間の関係を示すグラフである。

【図13】 $\beta_{rt} + K * \beta_{rd}$ と目標ヨーモーメントの第一の成分 M_1 との間の関係を示すグラフである。

【図14】スピナバリューSVの絶対値と第二の成分 M_2 の重み Wy との間の関係を示すグラフである。

【図15】スロットル開度 ϕ 及び制動油圧 P_b と運転者の目標減速度 Gxt との間の関係を示すグラフである。

【図16】 Gxt / μ と付加減速度の基準値 $dGxt0$ との間の関係を示すグラフである。

【図17】線形理論に於いて車体のスリップ角が0になる位置までの車輛の中心からの前後方向の距離 Z_p を示す説明図である。

【符号の説明】

10…制動装置

14…マスターシリンダ

16…ハイドロブースタ

20、22、32、34…ブレーキ油圧制御装置

28、50FL、50FR…制御弁

42、44…切換弁

44FL、44FR、64RL、64RR…ホイールシリンダ

40 54FL、54FR、60RL、60RR…開閉弁

56FL、56FR、62RL、62RR…開閉弁

70…電気式制御装置

76…車速センサ

78…横加速度センサ

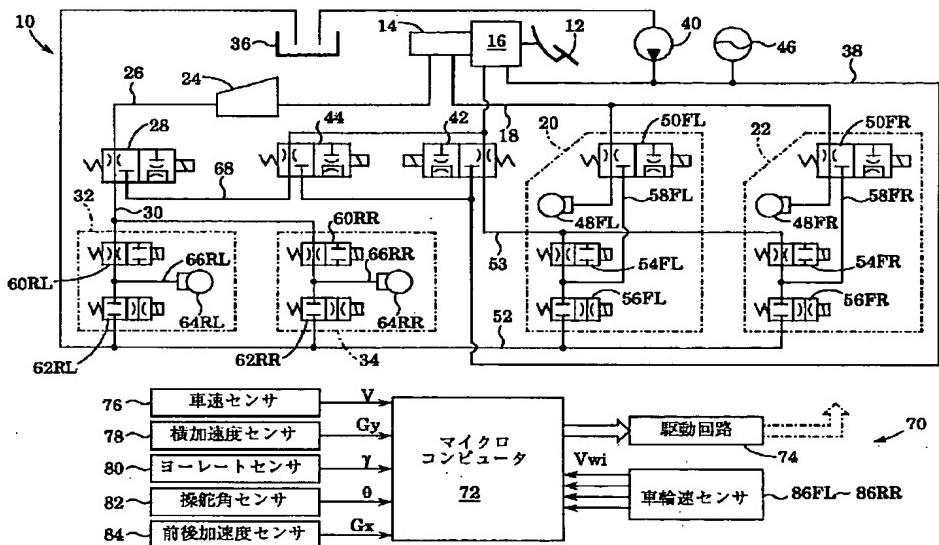
80…ヨーレートセンサ

82…操舵角センサ

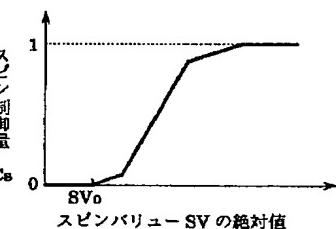
84…前後加速度センサ

86FL～86RR…車輪速センサ

【図 1】

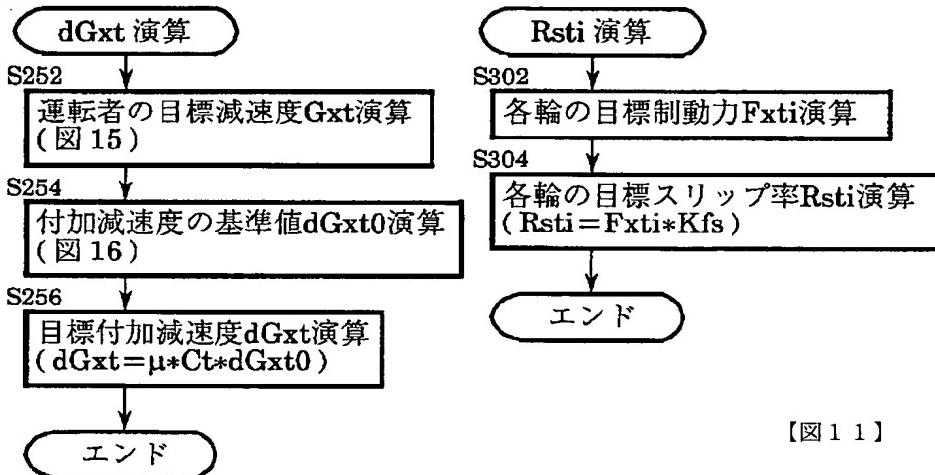


【図 10】

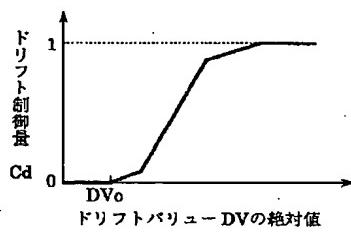
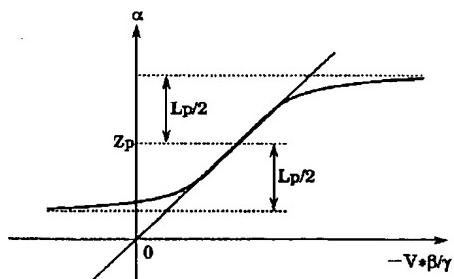


【図 6】

【図 7】

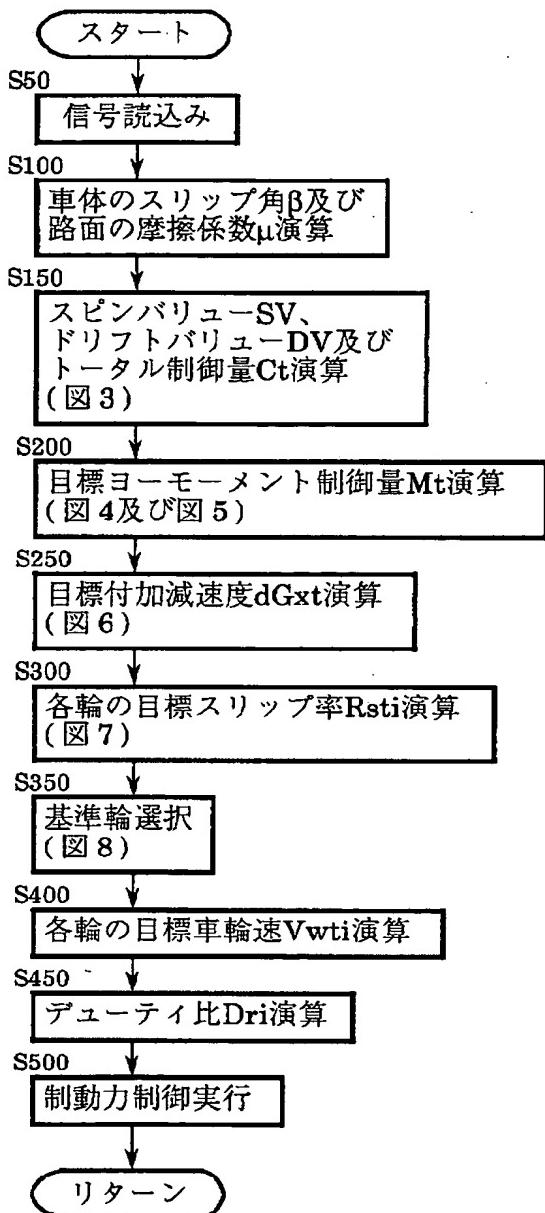


【図 9】

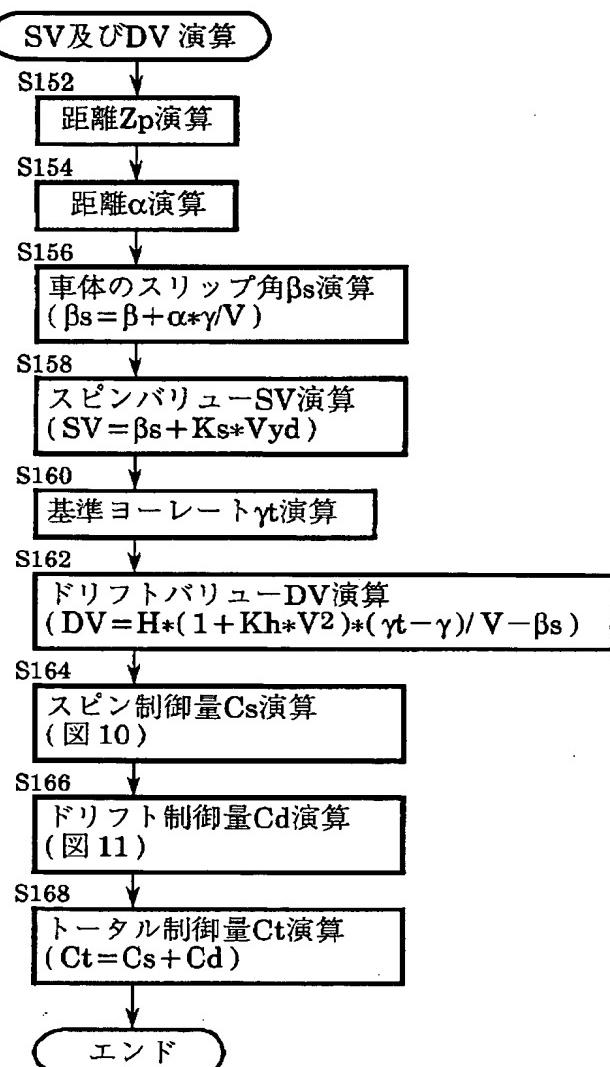


【図 11】

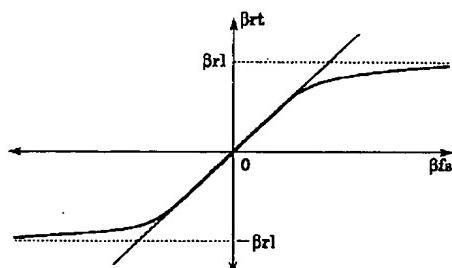
【図 2】



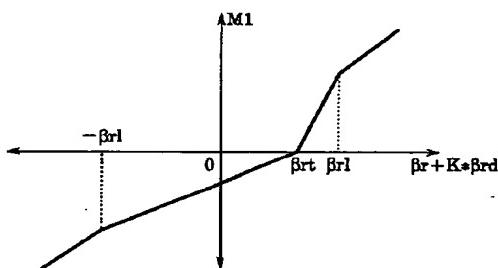
【図 3】



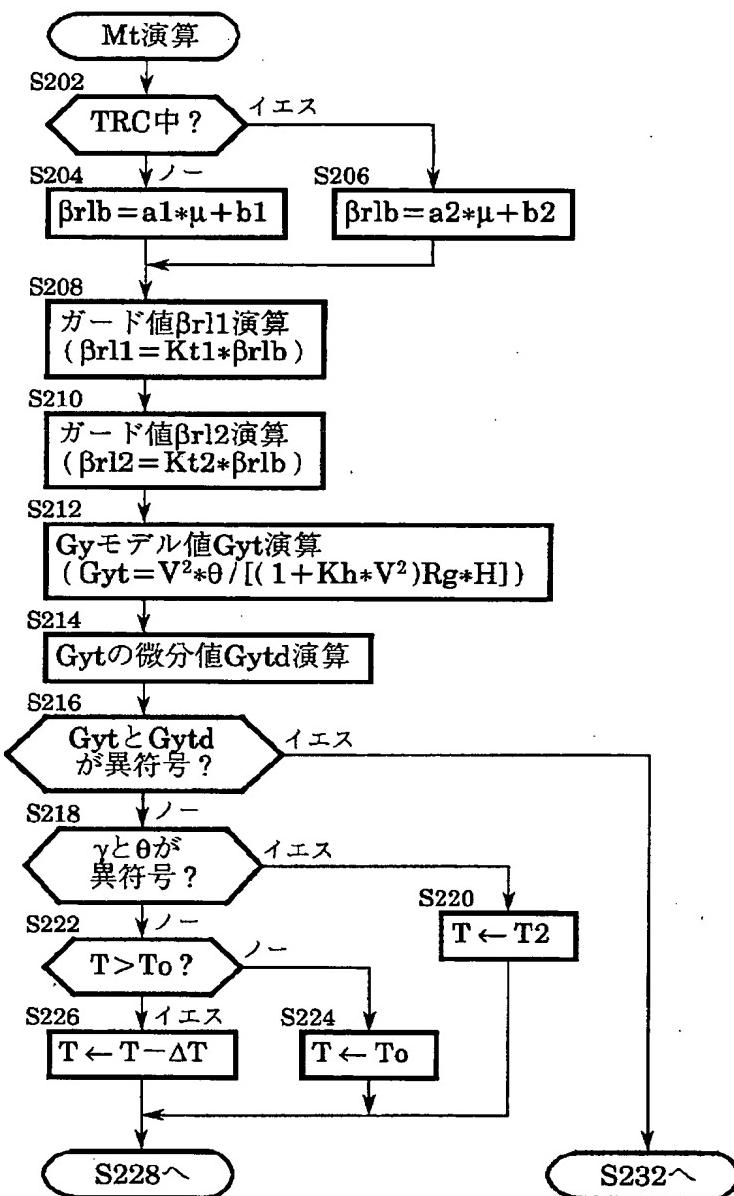
【図 1 2】



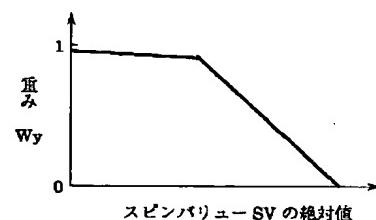
【図 1 3】



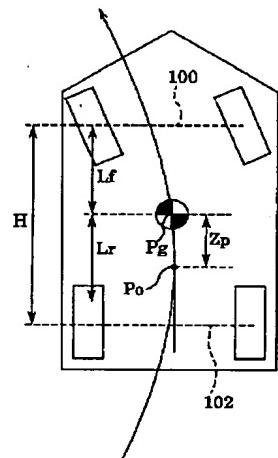
【図 4】



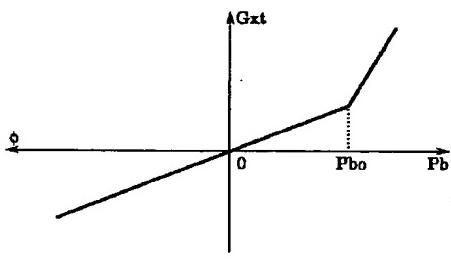
【図 1 4】



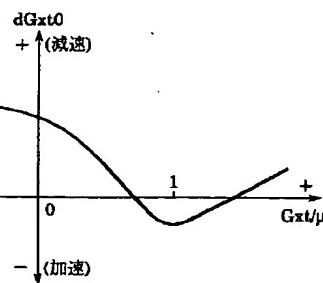
【図 1 7】



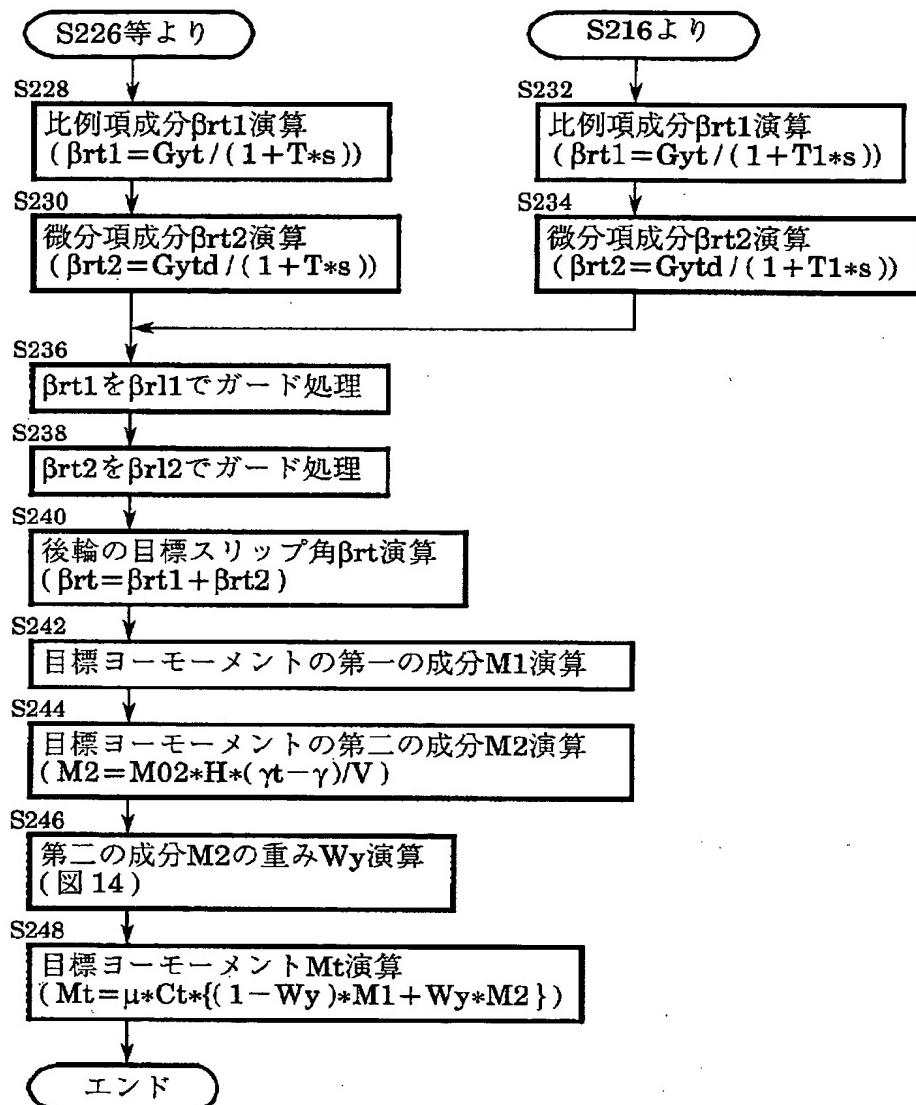
【図 1 5】



【図 1 6】



【図5】



【図8】

